



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

- Mestrado - Doutorado

CONTROLE DE UM SISTEMA DINÂMICO ROTATIVO UTILIZANDO MANCAIS COM ATUADORES LMF

por

Jader Moraes Borges

*Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da
Paraíba para obtenção do grau de Doutor*

João Pessoa - Paraíba

janeiro, 2016

JADER MORAIS BORGES

**CONTROLE DE UM SISTEMA DINÂMICO ROTATIVO
UTILIZANDO MANCAIS COM ATUADORES LMF**

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Doutor.

Orientador: Professor Dr. Roberto Leal Pimentel

Orientador: Professor Dr. Antonio Almeida Silva

B732c Borges, Jader Moraes.
 Controle de um sistema dinâmico rotativo utilizando
 mancais com atuadores LMF / Jader Moraes Borges.- João
 Pessoa, 2016.
 111f. : il.
 Orientadores: Roberto Leal Pimentel, Antonio Almeida
 Silva
 Tese (Doutorado) - UFPB/CT
 1. Engenharia mecânica. 2. Controle de vibrações.
 3. Sistema eixo-rotor-mancal. 4. Ligas com memória de forma.

UFPB/BC

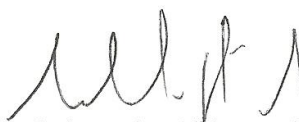
CDU: 621(043)

***Controle de um Sistema Dinâmico Rotativo Utilizando Mancais
com Atuadores LMF***

por

JADER MORAIS BORGES

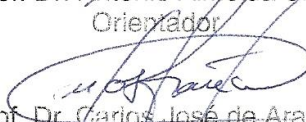
Tese aprovada em 29 de janeiro de 2016



Prof. Dr. Roberto Leal Pimentel
Orientador



Prof. Dr. Antonio Almeida Silva
Orientador



Prof. Dr. Carlos José de Araújo
Examinador Externo



Prof. Dr. Albedan Santiago de Aquino
Examinador Interno



Prof. Dr. Cícero da Rocha Souto
Examinador Interno



Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Examinador Externo

DEDICATÓRIA

À DEUS.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo suporte imprescindível nos momentos difíceis que passei, ao longo do tempo de desenvolvimento do trabalho, em especial aos meus pais, aos meus irmãos, à minha esposa e ao meu filho Luís Eduardo Silva Borges.

Ao meu orientador professor Antonio Almeida Silva, principalmente pela paciência durante esta longa labuta que foi a realização e finalização do trabalho, tendo prestado todo o seu conhecimento e dedicação em prol da obtenção dos resultados aqui apresentados.

Ao meu também orientador Roberto Leal Pimentel, que acreditou desde o início no trabalho proposto e que contribuiu, com seus conhecimentos na área objeto de estudo, para a resolução de problemas gerados ao longo da pesquisa, tornando-se mais além do que orientador, um amigo.

Ao meu grande amigo Alberdan Santiago de Aquino, uma pessoa fantástica que conheci durante o doutorado. Mesmo estando envolvido em sua pesquisa, nunca deixou de me ajudar nos momentos difíceis, tanto nos relacionados aos aspectos técnicos da pesquisa, como também nas orientações pessoais, como amigo, ao longo de várias conversas.

Aos meus amigos Rômulo e Richard, sempre prestativos a qualquer momento, contribuindo de forma fundamental na parte final de desenvolvimento do trabalho.

Ao professor Carlos José de Araújo pela contribuição com todo seu conhecimento na área de materiais LMF, bem como por ter nos proporcionado realizar uma parte significativa e imprescindível da pesquisa, em laboratórios sob sua coordenação.

Ao professor Cícero da Rocha Souto, pela ajuda e sempre presteza quando solicitado.

Ao Laboratório de Vibrações da UFCG, na pessoa do professor Antonio Almeida, por ter disponibilizado todo o espaço, aparato material e instrumental necessários.

Ao INCT de Estruturas Inteligentes em Engenharia, pelos recursos disponibilizados pelo projeto aprovado pelo CNPq: "Estruturas de Materiais com Memória de Forma: Fabricação, Caracterização, Modelagem e Aplicações".

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFPB, pela oportunidade de se realizar a pesquisa e publicá-la em forma de Tese.

CONTROLE DE UM SISTEMA DINÂMICO ROTATIVO UTILIZANDO MANCAIS COM ATUADORES LMF

RESUMO

A maioria das máquinas rotativas, sobretudo aquelas montadas sobre eixos e mancais flexíveis, quando de seu início de funcionamento, tendem a passar por velocidades ditas críticas, ou seja, velocidades que podem levar o sistema a entrar em ressonância estrutural. Assim, existe uma preocupação constante pela busca de métodos eficazes de atenuar o efeito da vibração quando da passagem por tais velocidades. Atualmente vêm-se estudando aplicações de “materiais inteligentes” como atuadores em sistemas dinâmicos, com o propósito de reduzir as vibrações numa faixa de frequência relacionada à região de ressonância. Nesta direção está o uso de atuadores compostos por ligas com memória de forma (LMF), que auxiliam no controle ativo de estruturas, devido à sua capacidade de variação de rigidez em função da mudança de temperatura. Apresenta-se, nesta tese, uma concepção de sistema eixo-rotor com mancal ativo, fazendo uso de molas LMF e sistema de controle de temperatura baseado na lógica *fuzzy*, visando reduzir as amplitudes de vibração quando da passagem por velocidades críticas. Tal redução ocorreu a partir da mudança de rigidez do sistema (mancal de suporte ativo), obtido pela mudança da temperatura das molas. Os resultados teóricos e experimentais do funcionamento do sistema mostraram a sua funcionalidade, sendo obtidas reduções de até 61,5% nas amplitudes de pico e de 57,3% em termos de RMS do sinal, durante a passagem pelas regiões de ressonância.

Palavras chave - Controle de vibrações, sistema eixo-rotor-mancal, ligas com memória de forma.

CONTROL OF THE DYNAMIC ROTATING SYSTEM USING BEARING WITH SMA ACTUATORS

ABSTRACT

Most rotating machines, especially those mounted on flexible shafts and bearings when it's accelerating, tend to pass through critical speeds, which are speeds that can cause structural resonance in the system. Thus, there is a constant concern for seeking effective methods to reduce the effect of vibration when passing through such speeds. Currently there are many applications of "smart materials" as actuators in dynamical systems, in order to reduce vibrations in a frequency range next to the resonance zone. In this direction the use of actuators composed by shape memory alloys (SMA) assists in active control structures, due the capacity of stiffness variation with change of the temperature. This thesis presents a shaft-rotor system design with active bearing, using SMA springs and temperature control system based on fuzzy logic, to reduce the vibration amplitudes when passing through critical speeds. This reduction occurred from the system stiffness change (active support bearing), obtained by changing the temperature of the SMA springs. The theoretical and experimental results showed the system functionality, being achieved reductions of up to 61.5% in the peak amplitudes and 57.3% in terms of RMS signal during the passage through resonance zone.

Keywords - Vibration Control, shaft-rotor-bearing system, Shape Memory Alloys.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	01
1.1 JUSTIFICATIVA	01
1.2 OBJETIVO GERAL	02
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	03
1.4 CONTRIBUIÇÕES ESPERADAS	03
1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	04
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	05
2.1 FORMULAÇÃO GERAL DA DINÂMICA DE ROTORES	05
2.2 MODELO DE ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES	09
2.3 ATUADORES E LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA (LMF)	12
2.3.1 Conceitos Preliminares	12
2.3.2 O Efeito Memória de Forma	13
2.3.3 O Comportamento Pseudoelástico	14
2.3.4 Atuadores e Estruturas Ativas	16
2.3.5 Modelos de Comportamento Termomecânico	19
2.4 CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM SISTEMAS COM USO DE LMF	23
2.5 LÓGICA <i>FUZZY</i>	37
3 DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-EXPERIMENTAL	39
3.1 CARACTERIZAÇÃO DE MOLAS HELICOIDAIS DE LMF	40
3.2 FAIXAS DE TEMPERATURAS DE TRANSFORMAÇÃO	44
3.3 DETERMINAÇÃO DA RIGIDEZ DA MOLA – ENSAIO EXPERIMENTAL	46
3.4 CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROJETO DO SISTEMA ROTATIVO	48
3.4.1 Introdução	48
3.4.2 Cálculos da rigidez equivalente do sistema	49
3.5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA	53

4	APARATO EXPERIMENTAL E CONTROLE DO SISTEMA	57
4.1	BANCADA EXPERIMENTAL CONSTRUÍDA	57
4.2	DESCRIÇÃO DA ESTRATÉGIA DE CONTROLE DO SISTEMA	63
4.3	CONTROLADOR <i>FUZZY</i>	68
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	74
5.1	RESULTADOS SEM A AÇÃO DO CONTROLE	75
5.2	RESULTADOS COM A AÇÃO DO CONTROLE	80
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	86
6.1	CONCLUSÕES	86
6.2	SUGESTÕES	87
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	88
	ANEXO A - DIAGRAMA DE BLOCOS DO LABVIEW	93

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Sistemas de coordenadas para um disco giratório em torno de um eixo flexível.....	05
Figura 2.2 Modelo de rigidez e amortecimento de um mancal	07
Figura 2.3 Representação de massa desbalanceada	09
Figura 2.4 Esquema de absorvedor dinâmico de vibração	10
Figura 2.5 Amplitude normalizada de vibração para a massa primária como uma função da razão de frequências para vários valores de amortecimento do sistema absorvedor	12
Figura 2.6 Fração volumétrica da martensita em função de temperatura	13
Figura 2.7 Curva de tensão-deformação-temperatura exibindo o efeito memória de forma para uma típica LMF de NiTi	14
Figura 2.8 Diagrama de fase e dois caminhos possíveis de carregamento pseudoelástico.	15
Figura 2.9 Típico ciclo de carregamento pseudoelástico de LMF	16
Figura 2.10 Diagrama de densidade energética indicando a faixa de atuação em termos de tensão x deformação de diferentes materiais ativos	17
Figura 2.11 Diagrama de densidade energética em função da frequência de atuação para diferentes materiais ativos	17
Figura 2.12 Esquemas do suporte com molas LMF	24
Figura 2.13 Resposta da vibração obtida com o controle proposto	25
Figura 2.14 FRF de um ADV adaptativo com LMF atuando em 250 rad/s	26
Figura 2.15 Dispositivo de controle de vibrações baseado em tubo de aço e fio LMF	26
Figura 2.16 Modos de operação do anel de suporte, para controle de rigidez	27
Figura 2.17 Absorvedor de estado comutado	28
Figura 2.18 Modelo de elementos finitos de um rotor	29
Figura 2.19 Amplitudes de deslocamentos obtidos	29
Figura 2.20 Estrutura do sistema com fios LMF	30
Figura 2.21 Conjunto do mancal inteligente MSM	31
Figura 2.22 Amplitudes obtidas na direção horizontal (u) e vertical (v)	31
Figura 2.23 Sistema rotativo desbalanceado	32
Figura 2.24 - Resultado da ação do controle	33

Figura 2.25 Esquema do oscilador de LMF	33
Figura 2.26 Esquema do rotor teste	34
Figura 2.27 Modelo de um sistema de pêndulo auto-paramétrico	35
Figura 2.28 - Sistema flexível de rotor, com suporte de elementos LMF-MR	36
Figura 2.29 Esquema básico de um controlador lógico <i>fuzzy</i>	38
Figura 3.1 Etapas de desenvolvimento da pesquisa	39
Figura 3.2 Mola helicoidal de compressão	40
Figura 3.3 Mola helicoidal de LMF confeccionada, para uso no mancal ativo.....	41
Figura 3.4 Mola helicoidal LMF rosqueada a suporte de nylon	42
Figura 3.5 Analisador Dinâmico-Mecânico (DMA)	42
Figura 3.6 Resultado do ensaio no DMA	43
Figura 3.7 Equipamento para teste DSC	44
Figura 3.8 Temperaturas de transformação (método DSC)	45
Figura 3.9 Comparativo entre os modelos de Liang e de Ikuta	46
Figura 3.10 Mola montada na máquina Instron	46
Figura 3.11 Rigidez da mola LMF em função da temperatura (curvas teórica e experimental ajustada)	48
Figura 3.12 Modelo do sistema eixo-rotor com um disco	49
Figura 3.13 Modelo de estrutura para cálculo das rigidezes e frequências naturais	50
Figura 3.14 Representação da rigidez do sistema, pela associação de molas	52
Figura 3.15 Esquema dos nós para a simulação do sistema rotativo	53
Figura 3.16 Frequências naturais e modos (mancais rígidos)	54
Figura 3.17 Amplitude em frequência e fase do sinal (mancais rígidos).....	54
Figura 3.18 Amplitude em frequência e fase do sinal (molas a 30°C)	55
Figura 3.19 Amplitude em frequência e fase do sinal (molas a 80°C)	55
Figura 4.1 Fluxograma da ligação dos diversos componentes do sistema rotativo	57
Figura 4.2 Visão geral do experimento construído	58
Figura 4.3 Detalhamento da bancada experimental	59
Figura 4.4 Mancal flexível com molas LMF	60
Figura 4.5 Sistema de captação da temperatura da mola	60
Figura 4.6 Placa de comunicação de dados	61
Figura 4.7 Circuitos para aquecimento e resfriamento das molas LMF	61
Figura 4.8 Sistema de resfriamento	62

Figura 4.9 Detalhamento dos sensores de proximidade	62
Figura 4.10 Mudança da temperatura x frequências correspondentes	63
Figura 4.11 FRF teórico do sistema nas fases martensítica (30°C) e austenítica (70°C) ...	64
Figura 4.12 Variação da temperatura da mola	64
Figura 4.13 Rampa de aceleração x variação de temperatura	66
Figura 4.14 Rampa de desaceleração x variação de temperatura	66
Figura 4.15 Diagrama de blocos do controle de temperatura das molas LMF	67
Figura 4.16 Tela inicial do programa de controle do sistema	68
Figura 4.17 Variável ERRO e seus termos linguísticos	71
Figura 4.18 Variável VERRO e seus termos linguísticos	71
Figura 4.19 Variável de saída e seus termos linguísticos	72
Figura 4.20 Superfície para a variável de controle	73
Figura 5.1 Resposta em frequência (molas à 30°C e à 70°C)	74
Figura 5.2 Resposta no tempo com rampa de aceleração constante	76
Figura 5.3 Resposta em frequência com rampa de aceleração constante	77
Figura 5.4 Resposta no tempo com rampa de desaceleração constante	78
Figura 5.5 Resposta em frequência com rampa de desaceleração constante	78
Figura 5.6 Respostas no tempo com rampa de aceleração-patamar-aceleração	79
Figura 5.7 Resposta do controle com rampa de aceleração e patamar constante	81
Figura 5.8 Comparação dos sinais no tempo sem e com o controle - faixa de 22 a 26 Hz	82
Figura 5.9 Comparação dos sinais no tempo sem e com o controle - faixa de 26 a 30 Hz	82
Figura 5.10 Espectrogramas dos sinais – rampa de subida (sem controle)	83
Figura 5.11 Espectrograma do sinal – rampa de subida (com controle)	84
Figura 5.12 Resposta do controle com rampa de desaceleração e patamar constante	84
Figura 5.13 Espectrograma do sinal com controle – rampa de desaceleração	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 Dados das molas de LMF Ni-Ti confeccionadas	44
Tabela 3.2 Rigidez da mola durante o aquecimento	47
Tabela 3.3 Rigidez da mola durante o resfriamento	47
Tabela 3.4 Parâmetros experimentais do sistema rotativo	49
Tabela 3.5 Parâmetros de rigidez global e dos sub-sistemas (N/m)	53
Tabela 3.6 Frequências naturais teóricas x simuladas (em Hz)	56
Tabela 4.1 Termos linguísticos para o ERRO	69
Tabela 4.2 Termos linguísticos para o VERRO	70
Tabela 4.3 Termos linguísticos para variável de saída	70
Tabela 4.4 Base de regras linguísticas para o aquecimento	73
Tabela 5.1 Frequências e amplitudes obtidas	75
Tabela 5.2 Situações para caracterização do sistema sem controle	76
Tabela 5.3 Frequências e amplitudes de pico no tempo sem o uso do controle	80
Tabela 5.4 Valores de RMS e de pico no tempo, sem e com o controle	82
Tabela 5.5 Valores de RMS e de pico, sem e com o controle (rampa de desaceleração) ..	85

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Identificação da fase austenita
A_s	Temperatura inicial da fase austenita
A_f	Temperatura final da fase austenita
C	Coeficiente de amortecimento
C'	Índice da mola
c_a	Coeficiente de amortecimento do absorvedor
c_p	Coeficiente de amortecimento do sistema primário
D	Diâmetro da mola
d	Distância do centro geométrico do eixo ou diâmetro do arame da mola
E	Módulo de elasticidade do material
E_A	Módulo de elasticidade no estado austenítico
E_M	Módulo de elasticidade no estado martensítico
F	Força axial aplicada sobre o eixo
F_{exc}	Força de excitação sobre a massa do sistema primário
Fq_i	Força generalizada
F_u	Componente da força generalizada na direção X, atuante sobre o eixo
F_w	Componente da força generalizada na direção Z, atuante sobre o eixo
g	Gravidade
G	Módulo de cisalhamento do material
G_A	Módulo de cisalhamento na fase martensítica do material
G_M	Módulo de cisalhamento na fase austenítica do material
I	Inércia transversal
I_x	Inércia transversal do eixo na direção X
I_z	Inércia transversal do eixo na direção Z
I_{Dx}	Inércia transversal do disco na direção X
I_{Dz}	Inércia transversal do disco na direção Z
K	Coeficiente de rigidez
K'	Fator de correção de tensão

- k Coeficiente de rigidez do mancal rígido
 k_a Coeficiente de rigidez do absorvedor
 k_b Coeficiente e rigidez do eixo-rotor
 K_{eq} Rigidez equivalente do mancal flexível na direção y
 $K_{eq(molas)}$ Rigidez equivalente da associação de molas dos mancais
 $K_{eq(sist)}$ Rigidez equivalente do sistema
 $K_{eq(sist)1}$ Rigidez equivalente do sistema, para molas em $T=30^\circ$
 $K_{eq(sist)2}$ Rigidez equivalente do sistema, para molas em $T=80^\circ$
 K_{max} Rigidez máxima da mola LMF
 K_{min} Rigidez mínima da mola LMF
 k_p Rigidez do sistema primário
 L Comprimento do eixo
 M Identificação da fase martensítica
 M_D Massa do disco
 M_f Temperatura final da fase martensítica
 M_s Temperatura inicial da fase martensítica
 m_a Massa do absorvedor
 m_d Massa do disco
 m_p Massa do sistema primário
 m_u Massa desbalanceada
 N Número de espiras ativas
 q_i Coordenada generalizada independente
 r Razão da frequência de excitação pela frequência natural primária
 R Sistema de coordenadas local
 R_1 Força reativa sobre o mancal 1 (rígido)
 R_2 Força reativa sobre o mancal 2 (flexível)
 R_0 Sistema de coordenadas inercial
 S Área transversal
 t Tempo
 T Energia cinética ou Temperatura
 T_0 Temperatura inicial
 T_D Energia cinética do disco
 T_E Energia cinética do eixo

T_u	Energia cinética da massa
ξ	Fração volumétrica da fase martensítica
ξ_0	Fração volumétrica inicial da fase martensítica
ξ_A	Fração de austenita da liga
ξ_M	Fração de martensita da liga
U	Energia potencial
U_E	Energia potencial do eixo
u	Deslocamento na direção X
V	Velocidade tangente à órbita do centro do eixo
$x_a(t)$	Deslocamento, no tempo, da massa do absorvedor
$x_p(t)$	Deslocamento, no tempo, da massa do sistema primário
X_p	Amplitude de vibração da massa primária
X_a	Amplitude de vibração da massa do absorvedor
w	Deslocamento na direção Z
θ	Ângulo de rotação em torno do eixo X
ϕ	Ângulo de rotação em torno do eixo Y
ψ	Ângulo de rotação em torno do eixo Z
Ω	Velocidade angular
ρ	Densidade do material
δW	Trabalho virtual das forças
δ_u	Deslocamento virtual na direção X
δ_w	Deslocamento virtual na direção Z
δ_{est}	Deflexão estática do sistema primário
δ_m	Deslocamento adicional devido à mola
δ_b	Deslocamento devido ao eixo-rotor
ω	Frequência de excitação do sistema primário
ω_a	Frequência natural do absorvedor antes do acoplamento com o sistema primário
ω_c	Frequência natural estimada
ω_{c1}	Frequência natural estimada, para molas em T=30°C
ω_{c2}	Frequência natural estimada, para molas em T=80°C

- ω_p Frequência natural original do sistema primário sem o absorvedor acoplado
- ω_{R/R_0}^R Vetor velocidade angular instantânea do disco
- ω_x Vetor velocidade angular instantânea na direção x
- ω_y Vetor velocidade angular instantânea na direção y
- ω_z Vetor velocidade angular instantânea na direção z
- ζ Razão de amortecimento viscoso
- β Razão das frequências naturais
- η Razão da massa do absorvedor pela massa primária
- σ Tensão uniaxial
- ε Deformação
- μ Coeficiente de Poisson

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

Na área de vibrações mecânicas, um dos estudos mais importantes e de grande aplicabilidade nos diversos setores produtivos, diz respeito à dinâmica de rotores. Como consequência dos efeitos dos movimentos nos sistemas rotativos, os rotores provocam deslocamentos, deformações e tensões que podem gerar vibrações indesejáveis, principalmente na passagem pelas frequências naturais, provocando o efeito da ressonância.

Como exemplos de problemas típicos destas vibrações indesejáveis, têm-se as vibrações nas pás de turbinas, ou máquinas alternativas como motores e bombas centrífugas, consistindo ainda em desafios para os engenheiros. Em tais situações, as estruturas ou componentes da máquina sujeitos à vibração, podem falhar devido à fadiga do material, resultante da variação cíclica da tensão induzida (RAO, 2009).

Do ponto de vista da análise de vibração, a ressonância atua como um amplificador mecânico, podendo levar o sistema a um colapso e provocar sérios danos materiais e/ou humanos. Daí a preocupação constante pela busca de métodos eficazes capazes de atenuar o efeito da vibração quando da passagem por velocidades críticas.

HE et al (2007a), afirmam que dentre os métodos mais comuns para atenuação destas vibrações, tem-se aquele de provocar uma maior aceleração quando da passagem pela velocidade crítica. No entanto, tal método se torna ineficaz a partir do momento em que se necessita de uma maior potência da máquina, a fim de proporcionar um elevado poder de aceleração. Outro método, de acordo com estes autores, é o de aumentar a relação de amortecimento da máquina, o que não é uma tarefa tão fácil. Vários estudos nesta linha de ação têm sido propostos, principalmente no campo do controle passivo e ativo adaptativo.

Como forma de reduzir os efeitos danosos da vibração sobre o sistema dinâmico, podem ser aplicadas técnicas de isolamento de vibrações, que de acordo com HARRIS (1997), dividem-se em: *isolamento passivo*, onde a partir do conhecimento da frequência de excitação e de parâmetros como massa do equipamento/estrutura, rigidez e amortecimento do isolador, consegue-se o isolamento desejado; *isolamento ativo*, utilizado principalmente quando a frequência de excitação varia com o tempo, consistindo basicamente do emprego de atuadores ligados ao sistema primário que são acionados a partir de sinais provenientes de sensores; *isolamento semi-ativo ou adaptativo*, consistindo num isolamento passivo onde há a adaptação dos atuadores a diferentes condições de operação, a partir de um sinal de controle ou estímulo externo.

Na maioria das vezes, os rotores apresentam condições não-estacionárias, em virtude de mudanças constantes da velocidade de rotação, sejam devidas ao acionamento/desligamento ou condições de operação dos equipamentos. Diante deste fato, os controles ativos ou os adaptativos são mais eficientes quando se deseja reduzir amplitudes de vibração.

Partindo-se da ideia de se controlar vibrações utilizando-se técnicas de isolamento não-passivas, tem-se atualmente estudado o uso de atuadores de “materiais inteligentes” do tipo magnéticos, piezoelétricos, fluidos magneto reológico e ligas com efeito de memória de forma (LMF).

O uso de atuadores baseados em LMF em sistemas de controle de vibrações tem merecido atenção especial nos últimos anos, através de várias pesquisas que comprovam a sua eficiência, principalmente por permitirem a confecção de sistemas mais leves, compactos e que possuem capacidade de suportar grandes cargas e deformações em relação aos sistemas tradicionais.

Diante desta realidade, uma investigação mais aprofundada ainda faz-se necessária, quando o objetivo é reduzir vibrações mecânicas, utilizando-se como elemento atuador, molas confeccionadas com material LMF, capazes de alterar a frequência natural do sistema, a partir da mudança da temperatura das mesmas.

1.2 OBJETIVO GERAL

Desenvolver e testar um mancal incorporando atuadores (molas) de ligas com memória de forma, com o objetivo de reduzir as vibrações de um sistema eixo-rotor-

mancal, numa dada faixa de frequências relacionada à região de ressonância do sistema, a partir do controle de rigidez do mancal.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Com a finalidade de atingir o objetivo geral, faz-se necessário a implementação dos seguintes objetivos específicos:

- Projetar uma concepção de mancal de rigidez variável incorporando molas helicoidais de LMF;
- Realizar simulações do comportamento dinâmico do sistema com base nos modelos teóricos existentes, utilizando-se softwares como o Matlab e o LabVIEW;
- Confeccionar e caracterizar experimentalmente molas LMF quanto às temperaturas de transformação e à rigidez em função da temperatura;
- Adaptar uma bancada experimental para avaliação do comportamento dinâmico do rotor e mancal;
- Desenvolver um sistema de controle de temperatura, incluindo a montagem de circuitos e placas de aquisição;
- Testar e avaliar o sistema de controle desenvolvido.

1.4 CONTRIBUIÇÕES ESPERADAS

O desenvolvimento dessa pesquisa é de caráter teórico-experimental e abrange tópicos de dinâmica de rotores que podem ser extrapolados para vários sistemas físicos aplicados na indústria mecânica, eletromecânica e aeroespacial. Embora vários artigos venham propondo o uso desses materiais LMF como atuadores incorporados na estrutura, observa-se que o seu comportamento termomecânico é de natureza não linear, e os modelos adotados são de difícil validação experimental, faltando um maior detalhamento de quais parâmetros são mais decisivos no controle das respostas e seus efeitos sob condições críticas de variação de temperatura e velocidades de operação.

A escolha de um sistema eixo-rotor-mancal para fins de estudo, permite uma série de desdobramentos na análise e potencialidades de aplicação, especialmente em sistemas

rotativos de pequeno porte sujeitos a problemas de ressonância devido à passagem pelas frequências naturais da estrutura durante o acionamento até a velocidade de operação normal, bem como no desligamento até a sua parada. A ideia de se projetar um mancal ativo incorporando molas LMF que proporcionam variar a rigidez para fins de controle do nível de vibrações no sistema eixo-rotor, pode contribuir no sentido de se ter mais opções dentre os atuais dispositivos absorvedores dinâmicos adaptativos, com a vantagem de não exigir sistemas auxiliares complexos, que geralmente encarecem bastante os sistemas passivos.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho foi dividido em (6) seis capítulos, assim distribuídos: no capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica a respeito de dinâmica de rotores, atuadores e ligas de memória de forma (LMF), controle de vibração e lógica *fuzzy*. No capítulo 3 é apresentado o desenvolvimento teórico-experimental, constando da metodologia do trabalho, da caracterização das molas LMF, considerações sobre o projeto e modelo teórico do sistema eixo-rotor em estudo, bem como as simulações numéricas realizadas do acionamento das molas LMF. Em seguida, no capítulo 4, detalha-se o modelo físico construído (aparato experimental), a estratégia de controle adotada, bem como os dados sobre o controlador baseado na lógica *fuzzy*. O capítulo 5 apresenta os resultados e discussões acerca dos testes experimentais realizados, com foco na análise do desempenho do sistema com a atuação das molas LMF como atuadores. Por fim, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões finais e sugestões para futuros trabalhos.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FORMULAÇÃO GERAL DA DINÂMICA DE ROTORES

Os elementos básicos de um rotor são, conforme LALANNE e FERRARIS (1990), o disco, o eixo, os mancais e os acoplamentos, como ilustrado na Figura 2.1. O movimento do rotor pode ser obtido aplicando-se a equação de Lagrange, conforme a Equação 2.1, às expressões que fornecem as energias para os elementos do rotor.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \tau}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Fq_i \quad (2.1)$$

onde q_i são as coordenadas generalizadas independentes, Fq_i são as forças generalizadas, \dot{q}_i representa a derivada com relação ao tempo e T e U são as energias cinética e potencial dos componentes, respectivamente. O elemento de disco é assumido rígido e caracterizado apenas pela sua energia cinética. Os elementos de eixo têm tanto energia cinética como de deformação.

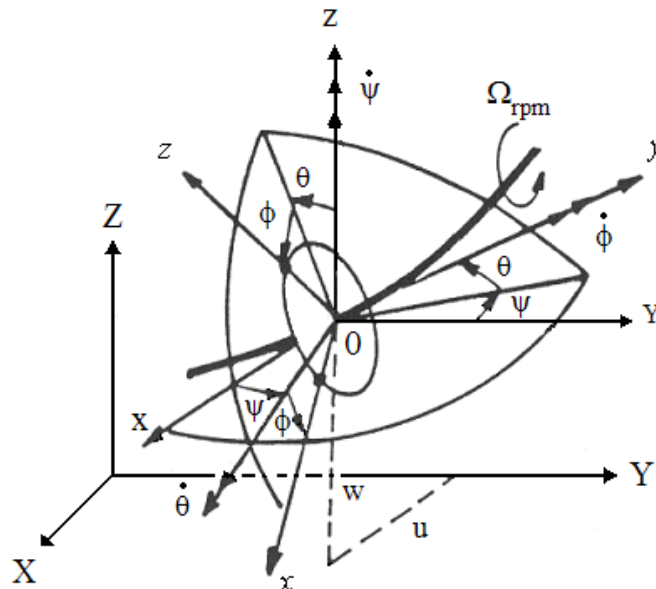


Figura 2.1 – Sistemas de coordenadas para um disco giratório em torno de um eixo flexível. (Fonte: adaptado de LALANNE e FERRARIS, 1990)

O movimento do disco é dado em termos de um sistema de coordenadas inercial $R_0 (X Y Z)$ e um sistema de coordenadas local $R (x y z)$, fixado no centro do disco e, inicialmente, coincidente com R_0 , como visto na Figura 2.1.

As coordenadas XYZ e xyz são relacionados, em ordem, por três ângulos: ψ (rotação em torno do eixo Z), θ (rotação em torno do eixo X) e ϕ (rotação em torno do eixo Y). Esses ângulos chamados ângulos de Euler, descrevem como o disco gira como um corpo rígido sobre o eixo X, Y ou Z. O vetor velocidade angular instantânea do disco pode ser descrito no sistema de referência R como:

$$\omega_{R/R_0}^R = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\psi} \cdot \sin \phi \cdot \cos \theta + \dot{\theta} \cdot \cos \phi \\ \dot{\psi} \cdot \sin \theta + \dot{\phi} \\ \dot{\psi} \cdot \cos \phi \cdot \cos \theta + \dot{\theta} \cdot \sin \phi \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Assumindo linearidade, os ângulos θ e ψ são considerados pequenos, de modo que $\cos \theta \cong 1$ e $\sin \theta \cong \theta$. Assim, a energia cinética do disco é dada pela equação:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{Dx} \omega_x^2 + I_{Dy} \omega_y^2 + I_{Dz} \omega_z^2) \quad (2.3)$$

onde M_D é a massa do disco e u e w são, respectivamente, os deslocamentos nas direções X e Z. O disco, para o presente caso, é simétrico, $I_{Dx} = I_{Dz}$, onde I_{Dx} e I_{Dz} são a inércia transversal nas direções X e Z.

Supondo-se que a velocidade angular permaneça constante, então $\dot{\phi} = \Omega =$ constante. Portanto, a expressão da energia cinética do disco, negligenciando os termos de segunda ordem, é:

$$T_D \cong \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{Dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_{Dy} (\Omega^2 + 2\Omega\dot{\psi}\theta) \quad (2.4)$$

Observa-se da Equação 2.4 que o termo $(1/2) I_{Dy} \Omega^2$ é uma constante, não tendo qualquer influência nas equações de Lagrange. O termo $I_{Dy} \Omega \dot{\psi} \theta$, representa o efeito giroscópico.

Quanto ao eixo, representado como uma viga de seção circular, este é caracterizado pelas energias cinética e potencial. A expressão para a energia cinética do eixo é o resultado de uma extensão da energia cinética do disco (ver Equação 2.4). Se o

elemento tem comprimento L , sua energia cinética pode ser expressa pela seguinte equação:

$$T_E = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\psi}^2 + \dot{\theta}^2) dy + \rho I L \Omega + 2 \rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy \quad (2.5)$$

onde I é a inércia transversal, ρ é a densidade do material e S é a área da seção transversal.

Considerando a simetria do eixo ($I_x = I_z = I$), a expressão para a energia potencial é definida por:

$$U_E = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (2.6)$$

onde F_0 é uma força axial constante sobre o eixo e E é o módulo de elasticidade do material.

Os mancais, por sua vez, têm grande influência sobre o comportamento de um sistema rotativo, principalmente considerando a rigidez e o amortecimento do mesmo. Isto porque a rigidez dos mancais, agindo em série com a rigidez do eixo, determina a rigidez do sistema, bem como o amortecimento é em grande parte fornecido pelos mancais.

De acordo com SILVA (2004), os mancais podem ser considerados como elementos de suporte, dispostos discretamente ao longo do eixo e, assim, podem ser representados por matrizes de rigidez e de amortecimento, associados aos deslocamentos u e w no apoio. Num sistema de mancal hidrodinâmico, os modelos são representados por coeficientes de rigidez K_{xx} , K_{zz} , K_{xz} , K_{zx} , e de amortecimento C_{xx} , C_{zz} , C_{xz} e C_{zx} , conforme ilustrado na Figura 2.2.

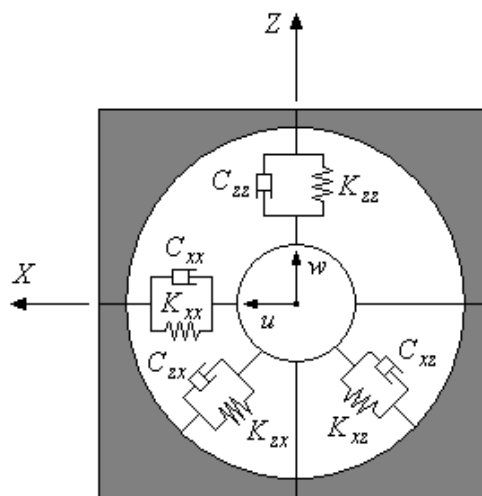


Figura 2.2 – Modelo de rigidez e amortecimento de um mancal.
(Fonte: SANTIAGO, 2004)

Segundo LALANNE e FERRARIS (1990), o trabalho virtual δW das forças agindo sobre os mancais pode ser expresso conforme abaixo:

$$\begin{aligned}\delta W = & -K_{xx}u\delta u - K_{xz}w\delta u - K_{zx}u\delta w - K_{zz}w\delta w - \\ & -C_{xx}\dot{u}\delta u - C_{xz}\dot{w}\delta u - C_{zx}\dot{u}\delta w - C_{zz}\dot{w}\delta w\end{aligned}\quad (2.7)$$

onde δu e δw são os deslocamentos virtuais nas direções X e Z respectivamente.

Podendo-se também ser escrito da seguinte forma:

$$\delta W = F_u\delta u + F_w\delta w \quad (2.8)$$

onde F_u e F_w são os componentes da força generalizada atuante sobre o eixo.

Escrevendo as Equações 2.7 e 2.8 na forma matricial, tem-se:

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xz} \\ K_{zx} & K_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xz} \\ C_{zx} & C_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Caso o sistema apresente uma pequena massa desbalanceada, conforme ilustrado na Figura 2.3, onde essa massa m_u está situada a uma distância d do centro geométrico do eixo, com coordenada constante ao longo de y , pode-se calcular a energia cinética, considerando o sistema de coordenadas inercial $R_0 (X Y Z)$, como segue:

$$OD = \begin{vmatrix} u + d.\text{sen}\Omega t \\ \text{constante} \\ w + d.\text{cos}\Omega t \end{vmatrix} \quad (2.10)$$

então:

$$V = \frac{dOD}{dt} = \begin{vmatrix} \dot{u} + d\Omega.\text{cos}\Omega t \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega.\text{sen}\Omega t \end{vmatrix} \quad (2.11)$$

onde V é a velocidade tangente à órbita do centro do eixo.

Portanto, a energia cinética da massa é dada por:

$$T_u = \frac{m_u}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d\dot{u}.\text{cos}\Omega t - 2\Omega d\dot{w}.\text{sen}\Omega t) \quad (2.12)$$

O termo $m_u \Omega^2 d^2 / 2$ é uma constante e não tem influencia na equação. Considerando-se que a massa m_u é muito menor do que a massa do rotor, então a expressão para a energia cinética pode ser escrita como:

$$T_u \cong m_u \Omega d (\dot{u} \cos \Omega t - \dot{w} \sin \Omega t) \quad (2.13)$$

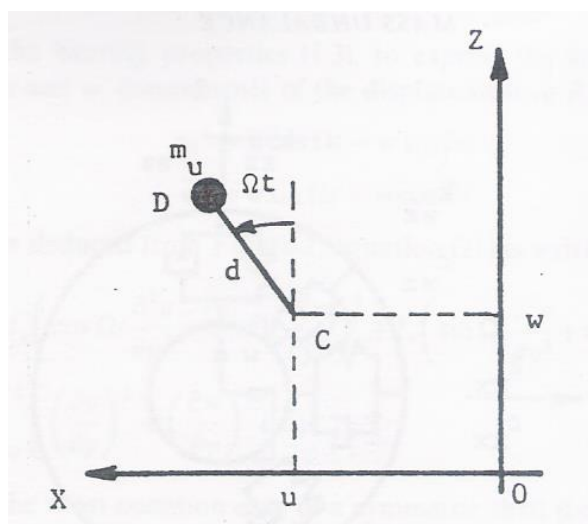


Figura 2.3 – Representação de massa desbalanceada.
(Fonte: LALANNE e FERRARIS, 1990)

2.2 MODELO DE ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES

O absorvedor dinâmico de vibração clássico é um dispositivo de controle passivo utilizado quando se procura conseguir a redução da vibração de um sistema primário sujeito a excitação externa, numa dada frequência constante. O seu modelo, consiste basicamente de uma segunda combinação de massa-mola adicionada ao sistema primário, provocando a mudança do sistema de um grau para dois graus de liberdade (INMAN, 2001).

Ao ajustar a frequência natural do absorvedor para uma frequência de excitação escolhida, produzir-se-á uma atenuação da amplitude de vibração desta frequência específica. Os valores da massa e rigidez do absorvedor são escolhidos para que o movimento da massa do sistema primário seja mínimo.

Na Figura 2.4, apresenta-se um esquema de um absorvedor de vibrações preso a um sistema primário.

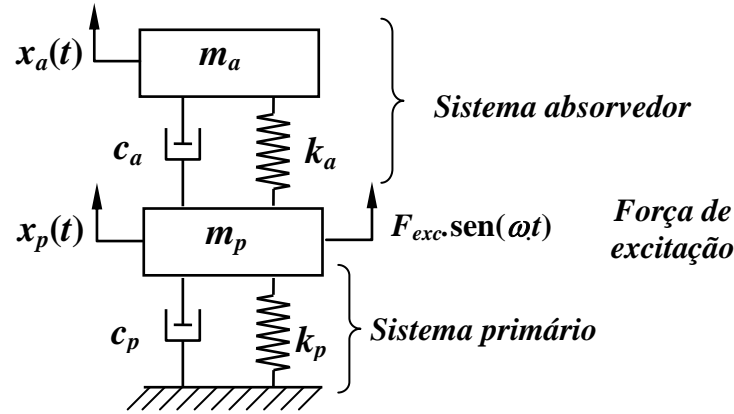


Figura 2.4 – Esquema de absorvedor dinâmico de vibração.
(Fonte: adaptado de INMAN, 2001)

onde:

$x_a(t)$ deslocamento, no tempo, da massa do absorvedor;

$x_p(t)$ deslocamento, no tempo, da massa do sistema primário;

m_a massa do absorvedor;

m_p massa do sistema primário;

c_a coeficiente de amortecimento do absorvedor;

c_p coeficiente de amortecimento do sistema primário;

k_a coeficiente de rigidez do absorvedor;

k_p coeficiente de rigidez do sistema primário;

F_{exc} força de excitação sobre a massa do sistema primário;

ω frequência de excitação do sistema primário.

A equação geral do movimento para o esquema da Figura 2.4 pode ser resumida na forma matricial, mostrada na Equação 2.14.

$$\begin{bmatrix} m_p & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_p(t) \\ \ddot{x}_a(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_p + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_p(t) \\ \dot{x}_a(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p(t) \\ x_a(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{exc} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (2.14)$$

Como foi assumida uma excitação harmônica, a Equação 2.15 mostra uma solução típica da Equação 2.14, representada na forma exponencial complexa, quando o sistema se encontra em estado permanente, sendo X_p a amplitude de vibração da massa primária e X_a a amplitude de vibração da massa do absorvedor.

$$x_p(t) = X_p \cdot e^{j\omega t} = \begin{bmatrix} X_p \\ X_a \end{bmatrix} \cdot e^{j\omega t} \quad (2.15)$$

Substituindo a Equação 2.15 na Equação 2.14, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} (k_p + k_a - m_p \omega^2) + (c_p + c_a) \omega j & -k_a - c_a \omega j \\ -k_a - c_a \omega j & (k_a - m_a \omega^2) + c_a \omega j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_p \\ X_a \end{bmatrix} e^{j\omega t} = \begin{bmatrix} F_{exc} \\ 0 \end{bmatrix} e^{j\omega t} \quad (2.16)$$

Dividindo-se a Equação 2.16 por $e^{j\omega t}$ e calculando a matriz inversa, com mais algumas operações matriciais, obtém-se uma forma de relação saída/entrada:

$$\frac{X_p^2}{F_{exc}^2} = \frac{(k_a - m_a \omega^2)^2 + c_a^2 \omega^2}{[(k_p - m_p \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2]^2 + [k_p - (m_p + m_a) \omega^2]^2 c_a^2 \omega^2} \quad (2.17)$$

Reescrevendo a Equação 2.17 em termos de deflexão estática $\delta_{est} = F_{exc}/k_p$ do sistema primário e considerando ainda:

$$\zeta = \frac{c_a}{2m_a \omega_p} \quad \text{razão de amortecimento viscoso;}$$

$$\omega_p = \sqrt{k_p / m_p} \quad \text{frequência natural original do sistema primário sem o absorvedor acoplado;}$$

$$\omega_a = \sqrt{k_a / m_a} \quad \text{frequência natural do absorvedor antes do acoplamento com o sistema primário;}$$

$$r = \omega / \omega_p \quad \text{razão da frequência de excitação pela frequência natural primária}$$

$$\beta = \omega_a / \omega_p \quad \text{razão das frequências naturais;}$$

$$\eta = m_a / m_p \quad \text{razão da massa do absorvedor pela massa primária.}$$

tem-se a solução apresentada a seguir (INMAN 2001):

$$\frac{X_p}{\delta_{est}} = \frac{X_p k_p}{F_{exc}} = \sqrt{\frac{(2\zeta r)^2 + (r^2 - \beta^2)^2}{(2\zeta r)^2 (r^2 - 1 + \eta r^2)^2 + [\eta r^2 \beta^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2}} \quad (2.18)$$

A Figura 2.5 ilustra como o valor do amortecimento, refletido em ζ , afeta a resposta para valores fixos de η , β e r .

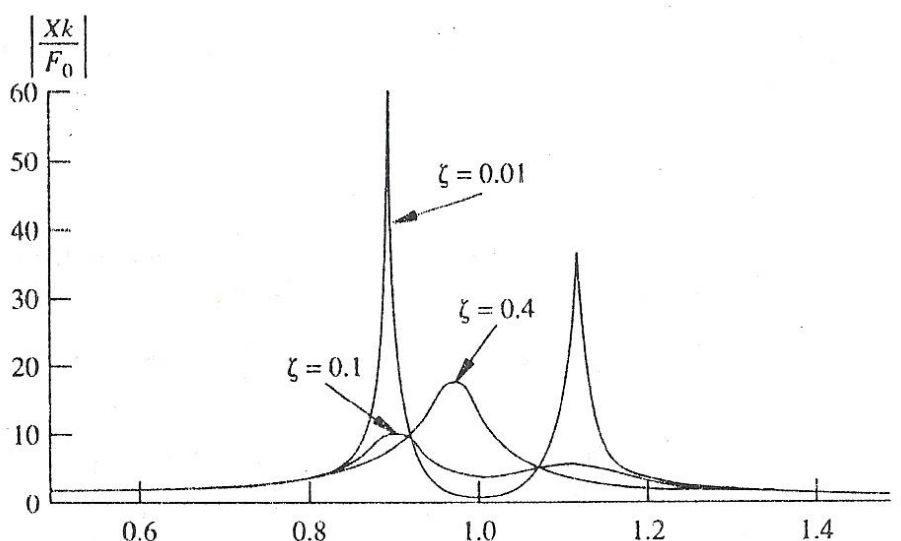


Figura 2.5 – Amplitude normalizada de vibração para a massa primária como uma função da razão de frequências para vários valores de amortecimento do sistema absorvedor. (Fonte: INMAN, 2001)

2.3 ATUADORES E LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA (LMF)

2.3.1 Conceitos Preliminares

As ligas com memória de forma (LMF) constituem um grupo de materiais metálicos capazes de recuperar a geometria original ou de desenvolver consideráveis forças de restituição ao se restringir sua recuperação, através da imposição de um campo de temperatura e/ou de tensão, devido a transformações de fase induzidas no material (PAULA e SAVI, 2008).

A Figura 2.6 mostra a fração volumétrica de martensita em função da temperatura. As temperaturas M_s (temperatura de início de formação de martensita), M_f (temperatura final de formação de martensita), A_s (temperatura de início de formação de austenita) e A_f (temperatura final de formação de austenita) são as temperaturas de início e fim, respectivamente, da transformação martensítica direta (austenita para martensita), e reversa (martensita para austenita). Conforme verifica-se na figura, o processo de transformação martensítica direta ocorre durante o resfriamento, enquanto que a reversa ocorre durante o aquecimento.

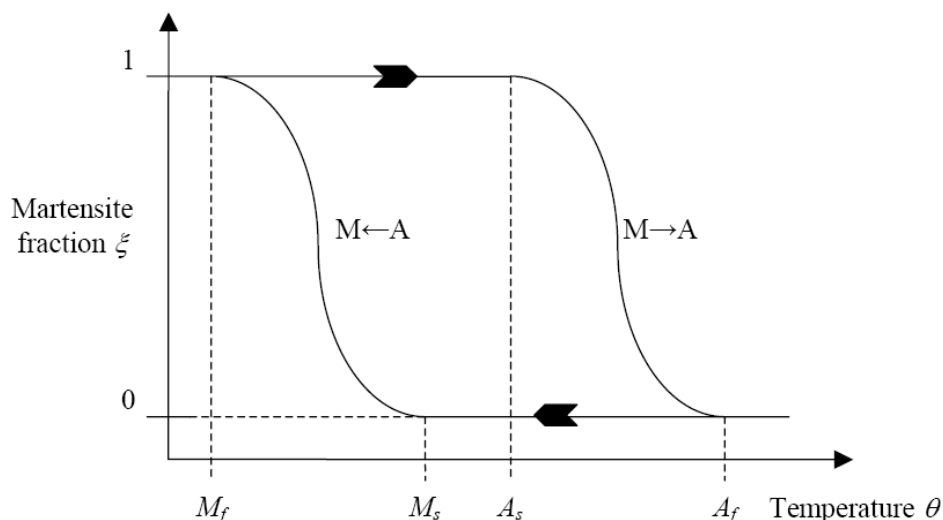


Figura 2.6 – Fração volumétrica da martensita em função de temperatura.
(Fonte: RUSTIGHI *et al.*, 2003)

Os dois principais fenômenos que ocorrem nas ligas LMF, quando de sua ativação, são o efeito memória de forma (geração de altas tensões de recuperação) e a pseudoelasticidade (recuperação de deformações não-lineares). Além disso, observa-se que há mudanças no módulo de elasticidade, bem como nas características de amortecimento de tais ligas.

2.3.2 O Efeito Memória de Forma

Uma liga com memória de forma, de acordo com LAGOUDAS (2008) apresenta o efeito memória de forma (Shape Memory Effect - SME), quando é deformada na fase martensítica e em seguida descarregada, enquanto a temperatura estiver abaixo de A_s . Quando é posteriormente aquecido acima de A_f , a liga vai recuperar sua forma original, transformando de volta para a fase austenítica.

A Figura 2.7 apresenta o caminho termomecânico de carga em um espaço combinado de tensão-deformação-temperatura, representando o comportamento para uma LMF de NiTi testada sob carregamento uniaxial.

Os efeitos de memória de forma ocorrem devido às mudanças na estrutura cristalina do material, dependentes da temperatura e da tensão ao qual está sujeito. A fase martensita, presente a baixas temperaturas, apresenta comportamento plástico, com maior facilidade para deformações permanentes. A fase de austenita, que ocorre a maiores temperaturas que a martensita, apresenta comportamento elástico com alta rigidez.

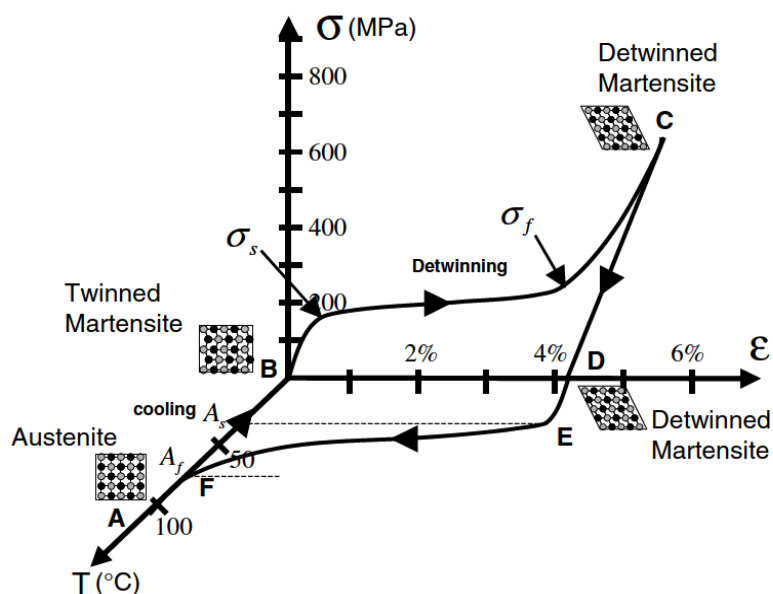


Figura 2.7 – Curva de tensão-deformação-temperatura exibindo o efeito memória de forma para uma típica LMF de NiTi.
(Fonte: LAGOUDAS, 2008)

A mudança na estrutura cristalina do material não é um processo termodinamicamente reversível, apresentando, consequentemente, histerese.

Portanto, a característica principal destes materiais é a habilidade de sofrer grandes deformações elásticas ou plásticas e, em seguida, recuperar sua forma original quando a carga é removida ou o material é aquecido. Assim, pode-se utilizar esse fenômeno para construir atuadores leves e silenciosos (ROMANO, 2006).

Além disso, uma das mais importantes características destes materiais, principalmente no que se refere a seu uso para controle de vibrações, está no fato dos mesmos serem capazes de variar o módulo de elasticidade, e consequentemente a rigidez, quando submetidos a variações de temperatura.

2.3.3 O Comportamento Pseudoelástico

O efeito de superelasticidade ou comportamento pseudoelástico ocorre pela transformação direta induzida por tensão, devido à aplicação de uma carga, e a subsequente transformação reversa sob a retirada da mesma.

Assim, o comportamento pseudoelástico de LMF é associado à transformação induzida por tensão, que leva à geração de deformação durante o carregamento e posterior

recuperação quando do descarregamento em temperaturas superiores a A_f . (LAGOUDAS, 2008)

Um caminho de carregamento termomecânico pseudoelástico geralmente começa em uma suficientemente alta temperatura, onde existe austenita estável, se desenvolvendo sob uma carga aplicada até um estado em que a martensita é estável e, finalmente, retorna a fase austenítica, onde o estado de tensão é zero, conforme pode ser visualizado na Figura 2.8.

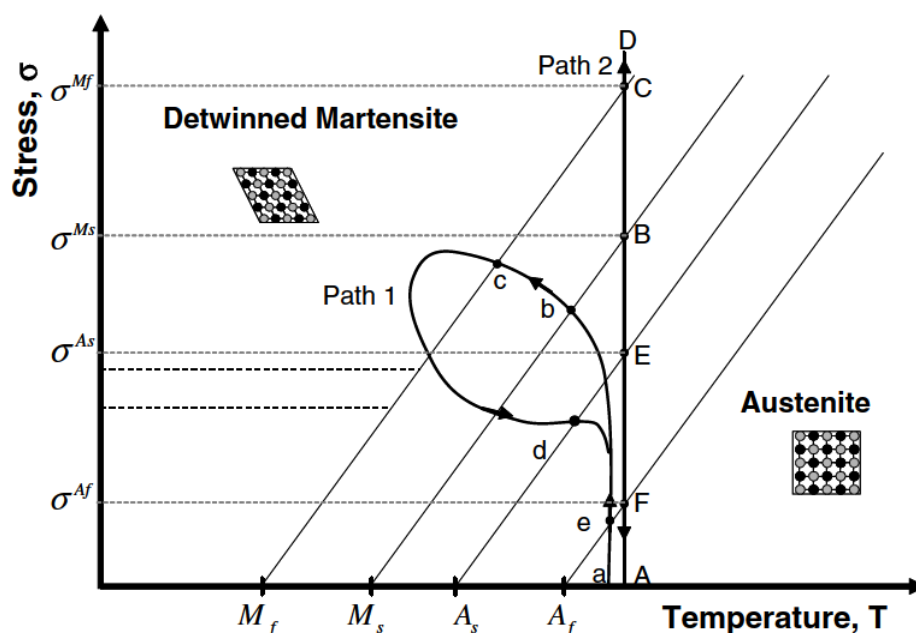


Figura 2.8 – Diagrama de fase e dois caminhos possíveis de carregamento pseudoelástico. (Fonte: LAGOUDAS, 2008)

O correspondente gráfico de σ - ϵ para o caminho de carregamento A-D na Figura 2.8 é o mostrado na Figura 2.9. Do gráfico, pode-se observar que quando o carregamento é aplicado, diferentemente de outros materiais, tais LMF apresentam uma região de patamar (B \rightarrow C) onde há uma deformação acentuada, mesmo com pouca variação de tensão, após o qual, quando da retirada da carga, o material é capaz de retornar a seu estado inicial. Observa-se que tal efeito acontece a partir da passagem pelas tensões críticas de mudança de fase martensita ou austenita.

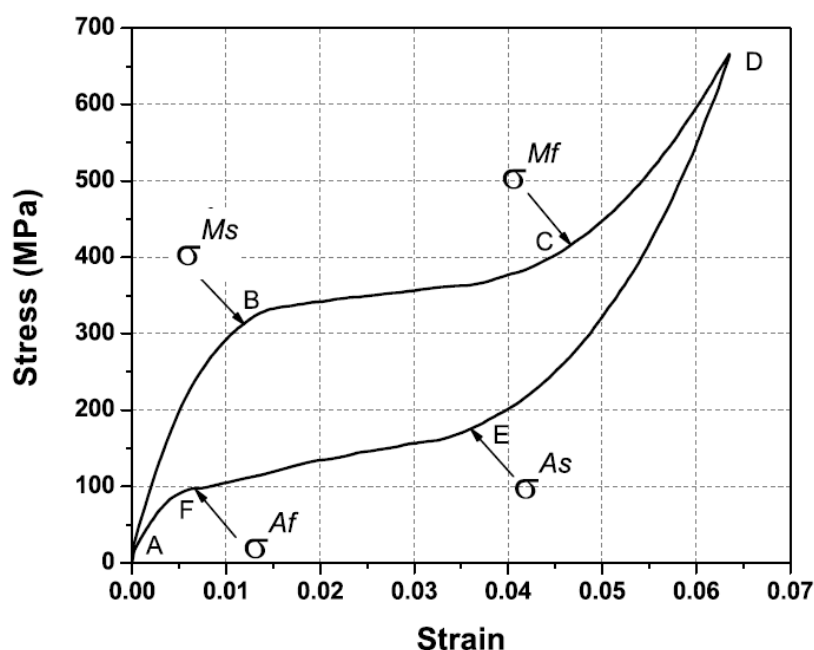


Figura 2.9 – Típico ciclo de carregamento pseudoelástico de LMF.
(Fonte: LAGOUDAS, 2008)

2.3.4 Atuadores e Estruturas Ativas

Os materiais ativos, em geral, apresentam uma resposta mecânica quando submetidos a um campo não-mecânico (térmico, elétrico, magnético, etc.). A resposta mecânica destes materiais é normalmente maior do que a resposta resultante quando utilizados materiais convencionais, no que se refere à redução de amplitudes de vibração. Entre os exemplos de tais materiais, têm-se: piezoelétricos, piezomagnéticos, fluidos magnéticos e eletro-reológicos, materiais com memória de forma, além de outros.

Segundo LAGOUDAS (2008), dois parâmetros são importantes quando da escolha do material do atuador: a densidade energética (capacidade de produção de trabalho por unidade de volume) e a faixa de frequência de atuação do material. O ideal seria ter um material ativo com uma elevada densidade energética e uma elevada frequência de atuação.

As Figuras 2.10 e 2.11 permitem comparar a densidade energética e as frequências, respectivamente, de alguns materiais ativos. Pode-se verificar pelas figuras que os atuadores de LMF são considerados os de maior capacidade de produção de trabalho por volume de material em comparação com outros materiais utilizados como

atuadores. Além disso, os mesmos têm a capacidade de recuperação de sua forma quando a temperatura é aumentada, mesmo sob altas cargas aplicadas, bem como absorver e dissipar energia mecânica quando das mudanças reversíveis, podendo ser assim considerados como bons atuadores quando se trata de amortecer vibrações e absorver impactos.

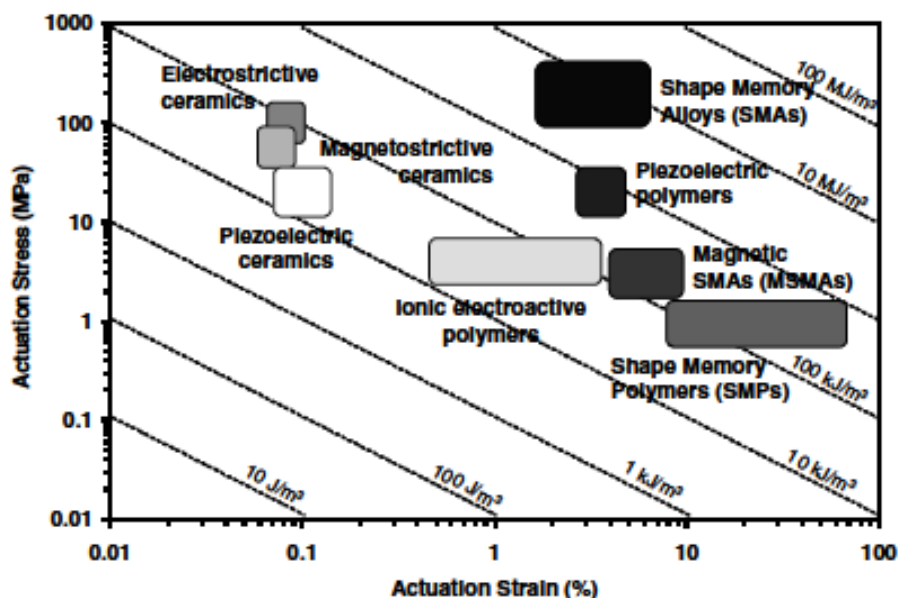


Figura 2.10 - Diagrama de densidade energética indicando a faixa de atuação em termos de tensão x deformação de diferentes materiais ativos.
(Fonte: LAGOUDAS, 2008)

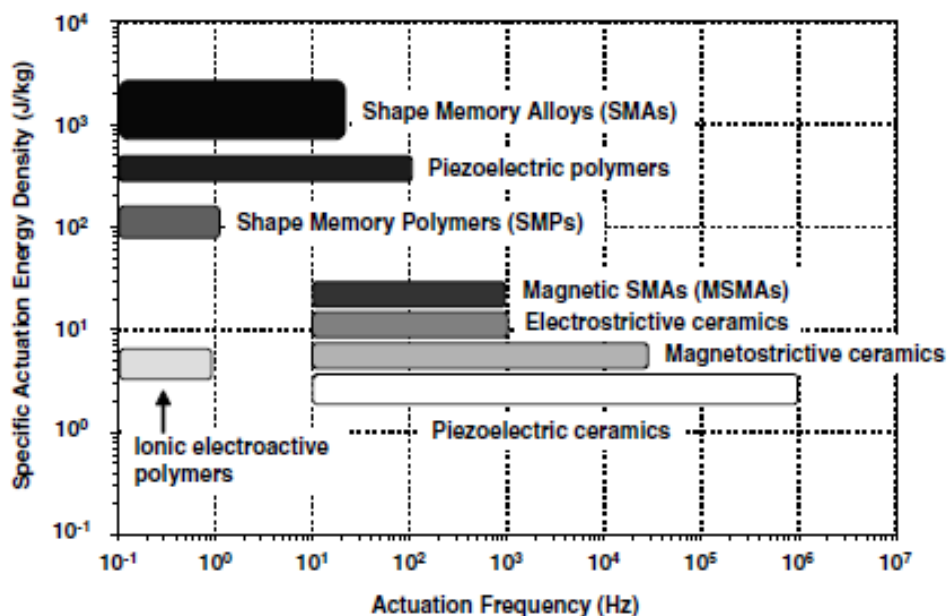


Figura 2.11 – Diagrama de densidade energética em função da frequência de atuação para diferentes materiais ativos.
(Fonte: LAGOUDAS, 2008)

No entanto, as LMF têm baixas frequências de resposta em relação à maioria dos outros materiais ativos (até 10 Hz), reduzindo assim seu uso às situações onde as faixas de frequências em análise são baixas. Para frequências superiores a 10 Hz, é mais viável o uso de outros materiais ativos. (LAGOUDAS, 2008).

As LMF são a única classe de materiais com a capacidade de recuperar a sua forma quando a temperatura é aumentada. Um aumento na temperatura pode resultar em recuperação de forma, mesmo sob altas cargas aplicadas, resultando em alta densidade energética. Isto ocorre devido ao fato de que o material assume uma estrutura cristalina diferente em função da temperatura (martensita a baixa temperatura e austenita a alta temperatura).

JIA e ROGERS (apud SILVA et al, 2008) apresentam como conceitos de uso de atuadores com memória de forma em estruturas adaptativas: sintonização ativa de propriedade (*Active Properties Tuning - APT*) e sintonização de energia de deformação (*Active Strain Energy Tuning - ASET*).

Na sintonização ativa de propriedade (APT), o elemento de LMF é inserido como reforçador numa estrutura. Uma vez que o módulo de elasticidade dessas ligas varia fortemente com a temperatura, controlando-se o aquecimento pode-se, portanto, controlar tanto a rigidez quanto a resistência da estrutura como um todo.

O segundo princípio, o ASET, baseia-se no mesmo mecanismo, no entanto, os elementos de LMF são pré-deformados, surgindo assim mais um parâmetro que é a tensão de recuperação de forma gerada durante o aquecimento. Após o aquecimento, as forças geradas na recuperação de forma dos atuadores deformam a estrutura, podendo assim controlar a forma da estrutura a partir do controle do aquecimento dos atuadores.

Além disso, os atuadores com LMF usados no controle ativo de vibrações são classificados como atuadores semi-ativos, ou seja:

“comportam-se essencialmente como elementos passivos que podem armazenar ou dissipar energia. Seu uso no controle ativo origina-se do fato que suas propriedades mecânicas podem ser ajustadas pela aplicação de um sinal de controle e então tais sistemas algumas vezes são chamados de ‘adaptativos’.” (SILVA et al, 2008)

O desenvolvimento de tais atuadores de LMF vem apresentando grande atrativo para diversos campos da engenharia, principalmente na área de robótica, substituindo os atuadores convencionais de maior peso e mais ruidosos, como motores elétricos, válvulas solenoides e outros. Entretanto, para o bom desempenho destes, muitas vezes é necessário

um complexo sistema de controle e também de resfriamento, levando a uma redução do tempo de resposta do atuador e minimizando os efeitos da histerese.

2.3.5 Modelos de Comportamento Termomecânico

De acordo com DIAS e JÚNIOR (2008), vários são os modelos propostos, e para descrever adequadamente o comportamento termomecânico das LMF, considerando tanto uma linha da abordagem microscópica (considerando os aspectos metalúrgicos) como a macroscópica (que descreve os aspectos fenomenológicos).

Dentre tais abordagens, os modelos classificam-se em: modelos polinomiais, modelos baseados na plasticidade, modelos com restrições internas e modelos com cinética de transformação assumida, sendo estes últimos, os mais utilizados, principalmente os modelos desenvolvidos por LIANG e ROGERS (1997) e por IKUTA *et al* (1991).

Os modelos com cinética de transformação assumida consideram, além da deformação (ε) e da temperatura (T), uma variável interna escalar (ξ), que representa a fração volumétrica da fase martensítica.

TANAKA e NAGAKI (1982) foram os responsáveis pela primeira formulação nesta linha de abordagem. Tais modelos logo se tornaram populares e apresentam-se atualmente com maiores comprovações experimentais.

No caso específico de elementos na forma de molas helicoidais de LMF, deve-se considerar que essas apresentam rigidezes não-lineares, variando de acordo com a temperatura em que as mesmas se encontram. Isto ocorre em virtude da variação do módulo de elasticidade do material. KHAJEPOUR *et al* (1998) comprovaram que o módulo de elasticidade de LMF dependerá das frações de martensita e austenita.

O modelo proposto por LIANG e ROGERS (1997), baseado na cinética da transformação, no qual se considera que a transformação de fase, é regida por uma função conhecida, é resumido a seguir.

Quando a liga sofre a transformação de austenita para martensita ($A \rightarrow M$), a fração martensítica apresenta, o seguinte comportamento:

$$\xi = \frac{1}{2} \left\{ \cos[\alpha_M (T - M_f)] + \frac{1}{2} \right\} \quad (2.19)$$

$$\text{sendo: } \alpha_M = \frac{\pi}{(M_s - M_f)}, \quad \text{válida no intervalo onde } M_f \leq T \leq M_s \quad (2.20)$$

Similarmente ao caso anterior, numa transformação inversa de martensita para austenita (M→A), tem-se:

$$\xi = \frac{1}{2} \cos[\alpha_A (T - A_s)] + \frac{1}{2} \quad (2.21)$$

$$\text{sendo: } \alpha_A = \frac{\pi}{(A_f - A_s)} : \text{válida para } A_s \leq T \leq A_f \quad (2.22)$$

Entretanto, se a LMF encontra-se inicialmente com alguma porcentagem de martensita (ξ_0), numa dada temperatura (T_0), as expressões anteriores devem ser ajustadas. A Equação 2.23 apresenta o resultado final da fração martensítica obtida em função de ξ_0 , durante a transformação direta de austenita para martensita (A→M).

$$\xi = \frac{1 - \xi_0}{2} \left\{ \cos[\alpha_M (T - M_f)] + \frac{1 + \xi_0}{2} \right\} \quad (2.23)$$

E para a transformação inversa de martensita para austenita, (M→A), obtém-se a Equação 2.24.

$$\xi = \frac{\xi_0}{2} \{ \cos[\alpha_A (T - A_s)] + 1 \} \quad (2.24)$$

Já que o módulo de elasticidade para uma LMF varia conforme a temperatura, LIANG E ROGERS (1997) propuseram a equação abaixo, relacionando-o com a fração de martensita obtida anteriormente, também variável com a temperatura.

$$E = E_A + (E_M - E_A)\xi \quad (2.25)$$

onde:

E módulo de elasticidade da LMF;

E_A módulo de elasticidade no estado austenítico;

E_M módulo de elasticidade no estado martensítico.

O módulo de cisalhamento G pode ser relacionado com o módulo de elasticidade E através da seguinte equação:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (2.26)$$

onde: μ representa o coeficiente de Poisson e geralmente considera-se $\mu = 0,33$ para a maioria das LMF's.

De maneira simplificada, substituindo-se 2.25 em 2.26, obtém-se o G em função da fração de martensita ξ .

$$G = \frac{E_A + (E_M - E_A)\xi}{2(1 + \mu)} \quad (2.27)$$

Considerando o K da mola como sendo o da Equação 2.28:

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3NK'} \quad (2.28)$$

onde:

G módulo de cisalhamento do material;

D diâmetro da mola;

d diâmetro do fio;

N número de espiras ativas;

K' fator de correção de tensão.

Substituindo-se 2.26 em 2.27, obtém-se o valor da rigidez de molas helicoidais do tipo LMF (Equação 2.29) em função da fração de martensita ξ e dos módulos de elasticidade na fase martensítica (E_M) e na fase austenítica (E_A).

$$K = \frac{[E_A + (E_M - E_A)\xi]d^4}{16(1 + \mu)D^3NK'} \quad (2.29)$$

Para o cálculo do fator K' , utiliza-se a equação de Wahl:

$$K' = \frac{4.C'-1}{4.C'-4} + \frac{0,615}{C'} \quad (2.30)$$

onde: $C' = \frac{D}{d}$ (índice da mola).

Outro modelo matemático baseado na cinética da transformação, foi proposto por IKUTA *et al* (1991). A partir de tal modelo, pode-se fazer uma relação direta entre a rigidez e a temperatura em que se encontra uma mola de LMF.

A Equação 2.31 representa a fração de austenita da LMF, durante a mudança de estado martensítico para austenítico, ou seja, durante o aquecimento da mola.

$$\xi_A = \frac{1}{1 + \exp \left[\frac{6,2}{A_f - A_s} \cdot \left(T - \frac{A_f + A_s}{2} \right) \right]} \quad (2.31)$$

onde:

ξ_A : fração de austenita da LMF;

A_f : temperatura final da fase austenítica;

A_s : temperatura de início da fase austenítica;

T : temperatura da mola LMF.

Durante o resfriamento (mudança de estado austenítico para martensítico), o comportamento histerético de temperatura é observado, conforme na Figura 2.6, e a formulação matemática para a fração de martensita da LMF é determinada conforme a Equação 2.32.

$$\xi_M = \frac{1}{1 + \exp \left[\frac{6,2}{M_s - M_f} \cdot \left(T - \frac{M_f + M_s}{2} \right) \right]} \quad (2.32)$$

onde :

ξ_M : fração de martensita da LMF;

M_f : temperatura final da fase martensítica;

M_s : temperatura de início da fase martensítica;

T : temperatura da mola.

Quando $\xi_M = 1$ ou $\xi_A = 0$, tem-se o estado completamente martensítico, caracterizando-se o valor mínimo de rigidez da mola (K_{\min}), pois em temperaturas inferiores a A_s , a estrutura interna do material fornece um módulo de elasticidade mínimo.

Caso $\xi_M = 0$ ou $\xi_A = 1$, tem-se o estado completamente austenítico e a mola apresenta um valor máximo de rigidez (K_{\max}), pois em temperaturas acima de A_f , o material atinge o máximo do módulo de elasticidade.

Em virtude do comportamento distinto entre o aquecimento e o resfriamento, o modelo proposto apresenta a formulação para a rigidez durante o aquecimento (Equação 2.33) e durante o resfriamento (Equação 2.34), para os valores máximo (totalmente austenítico) e mínimo (totalmente martensítico) de rigidez da mola. Essa formulação foi usada recentemente nos trabalhos de Aquino (2011) e Holanda *et al* (2014).

$$K_{LMF-A} = K_{\min} + \left((K_{\max} - K_{\min}) - \frac{(K_{\max} - K_{\min})}{1 + e^{\left[\frac{6,2}{A_f - A_s} \cdot \left(T - \frac{A_f + A_s}{2} \right) \right]}} \right) \quad (2.33)$$

$$K_{LMF-M} = K_{\min} + \left((K_{\max} - K_{\min}) - \frac{(K_{\max} - K_{\min})}{1 + e^{\left[\frac{6,2}{M_s - M_f} \cdot \left(T - \frac{M_f + M_s}{2} \right) \right]}} \right) \quad (2.34)$$

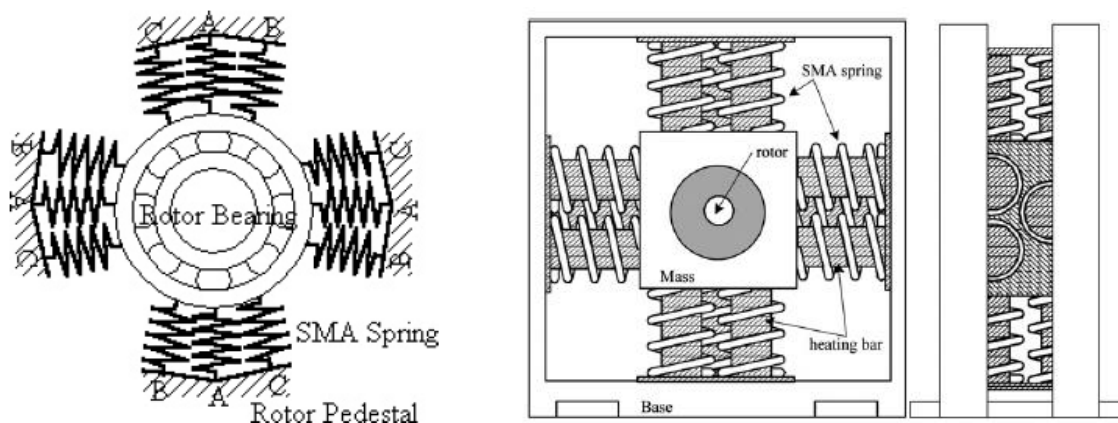
2.4 CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM SISTEMAS COM USO DE LMF

A grande aplicabilidade de LMF no controle de vibração em máquinas e estruturas é bastante reforçada em CHOI e HWANG (2000), sendo indicado como fator principal de seu uso o potencial de aplicação em situações que envolvem grandes forças e/ou deformações.

Vários são os estudos (teórico-experimentais) sobre a aplicação de tais materiais nas mais diversas situações onde ocorram níveis de vibrações acima do tolerável e até mesmo em situações de riscos à integridade física do ser humano.

HE et al (2007a) propuseram um modelo teórico de um sistema de mancal auto-otimizado constituído por 12 molas de LMF (Figura 2.12a), para uso em sistemas rotativos, cujo equacionamento é baseado no modelo de controle por absorvedor de vibrações dinâmico (ver item 2.2). Tal modelo foi depois validado em experimento realizado com o uso de mancal ativo (Figura 2.12b), constituído de molas e de barras de aquecimento, divididas em quatro grupos de três molas LMF (HE et al, 2007b). O princípio de funcionamento do sistema está baseado na alteração gradativa da rigidez das molas a partir da mudança de temperatura das mesmas pelo aquecimento das barras.

Em testes preliminares da resposta de vibração com o sistema montado em mancais sem os atuadores LMF (mancais rígidos), para a situação de um único disco no meio do vão do eixo, a ressonância ocorreu próxima à velocidade crítica de rotação do eixo, próximo de 2500 rpm.



(a) Conjunto molas-rotor idealizado

(b) Mancal de molas LMF com barras de aquecimento

Figura 2.12 – Esquemas do suporte com molas LMF.
(Fonte: HE et al, 2007b)

Considerando o sistema com as mesmas características de massa e dimensões, porém com a incorporação de um mancal ativo de molas LMF, a nova ressonância do sistema foi reduzida para aproximadamente 2100 rpm.

Para 3 (três) condições sucessivas de aquecimento das molas de LMF, os resultados mostraram que o ponto ressonante foi sendo movido para valores maiores de velocidade em virtude da maior rigidez obtida quando do aquecimento das molas.

Em seguida, realizou-se o experimento de controle de vibração pelo método otimizado de auto-controle, considerando o aquecimento das molas em 3 (três) rotações diferentes do sistema (1500, 1800 e 2000 rpm), de acordo com o modelo teórico proposto.

Um desses resultados experimentais é mostrado na Figura 2.13. A rigidez começa a ser alterada após o rotor ultrapassar a primeira velocidade crítica (cerca de 1200 rpm). Embora o efeito não seja tão bom e tão rápido para alterar a rigidez das molas de LMF, a vibração pode ser controlada de forma eficaz e suas amplitudes podem ser consideradas como quase constantes após a anti-ressonância.

Como conclusão, HE et al (2007b) observaram que embora as suas respostas não corresponderam exatamente ao que foram previstas pela simulação teórica, as respostas de vibrações destes sistemas puderam ser controladas eficazmente nestes experimentos.

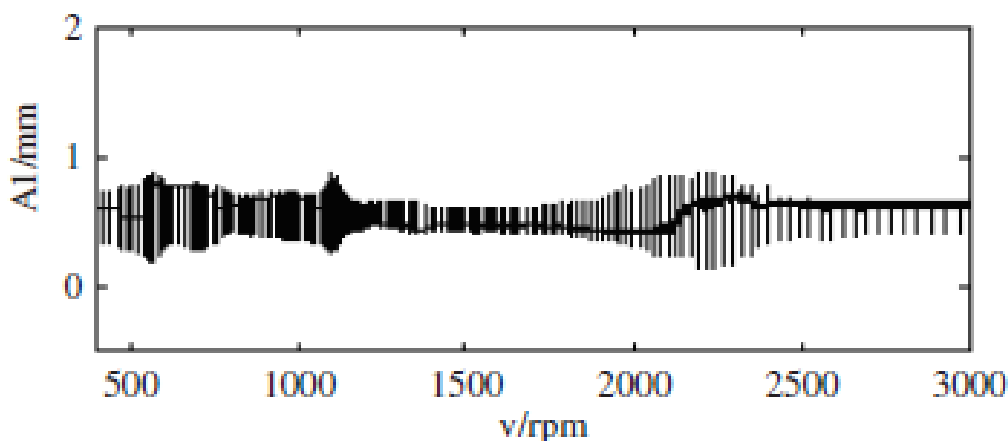


Figura 2.13 - Resposta da vibração obtida com o controle proposto.
(Fonte: HE et al, 2007b)

DIAS e JÚNIOR (2008) apresentaram a concepção, análise numérica e otimização de um absorvedor de vibrações adaptativo baseado em LMF. Tais absorvedores, mais conhecidos como absorvedores dinâmicos de vibrações (ADV's), em sua forma mais simples, são dispositivos de parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento que, uma vez acoplados a uma dada estrutura, são capazes de absorver a energia vibratória no ponto de conexão.

Da análise dos resultados obtidos no estudo proposto, verificou-se que o sistema primário tinha uma frequência natural de $\omega_p=250,0$ rad/s e que a frequência do ADV é de $\omega=230,0$ rad/s. De acordo com tais valores, as frequências naturais são diferentes e desta forma, o ADV não seria capaz de absorver efetivamente a energia vibratória do sistema primário.

Contudo, aquecendo a LMF à temperatura $T=38,70$ °C, os autores verificaram uma rigidez maior para o ADV, fazendo com que este mudasse sua frequência natural para 250,0 rad/s e assim, sendo capaz de atenuar o pico de ressonância do sistema primário, como indicado na Figura 2.14. Vale ressaltar que, com a incorporação do ADV ao sistema primário, ocorreu o aparecimento de dois picos de ressonância correspondentes às frequências naturais do sistema acoplado de 2 graus de liberdade.

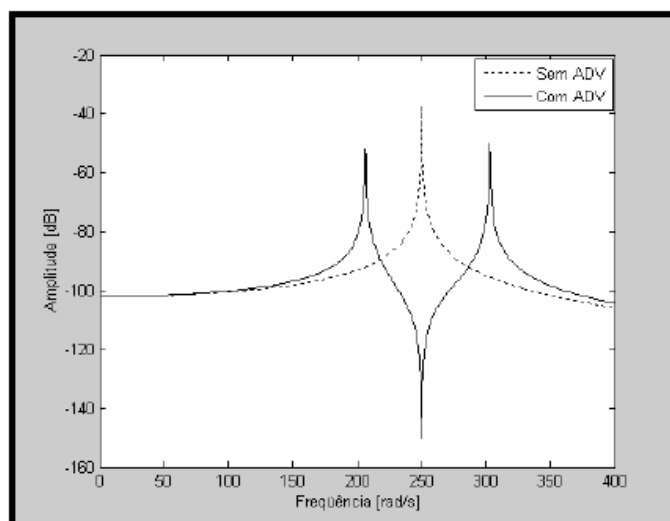


Figura 2.14 – FRF de um ADV adaptativo com LMF atuando em 250 rad/s.
(Fonte: DIAS e JÚNIOR, 2008)

HEINONEM et al (2008) desenvolveram um dispositivo para reduzir vibrações estruturais a partir do uso de tubo (anel) de aço como parte do elemento de rigidez. Diametralmente no tubo instalou-se um fio LMF, conforme mostrado na Figura 2.15. A ideia é mudar a condição de contorno do dispositivo para ajustar a sua rigidez.

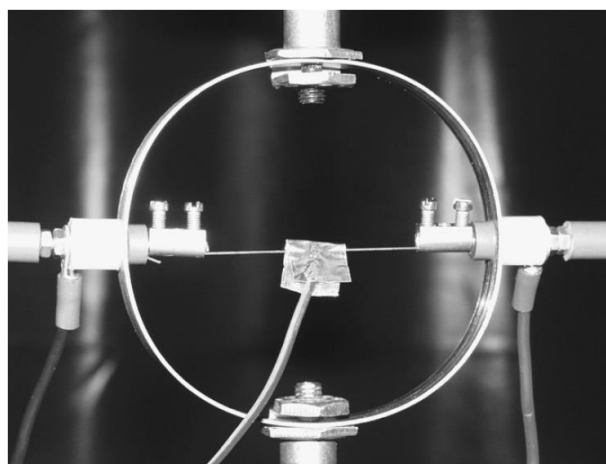


Figura 2.15 – Dispositivo de controle de vibrações baseado em tubo de aço e fio LMF.
(Fonte: HEINONEM et al, 2008)

O princípio de funcionamento deste dispositivo é apresentado na Figura 2.16. Enquanto o anel é forçado verticalmente contra a base (modo 1), ele se deformará na direção horizontal, comportando-se como uma mola. Restringindo-se a deformação na direção horizontal (modo 2) faz com que o anel torne-se mais rígido. A relação de rigidez

controlável do dispositivo foi determinada analiticamente para ir até 6,4 vezes o valor da rigidez original do sistema.

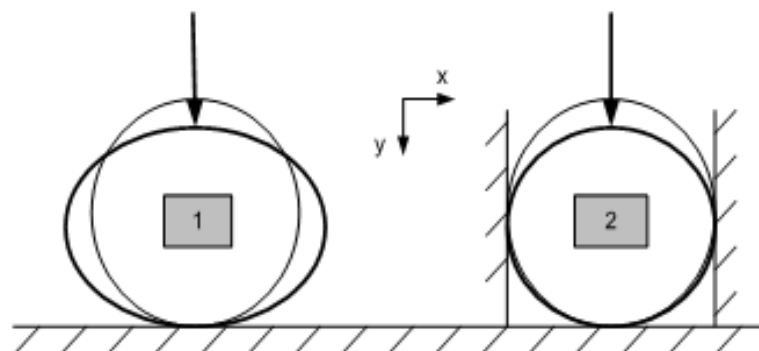


Figura 2.16 – Modos de operação do anel de suporte, para controle de rigidez.
(Fonte: HEINONEM et al, 2008)

Os ensaios experimentais foram realizados para verificar a funcionalidade do dispositivo. Ambos os testes de carga estática e dinâmica indicaram que o controle da condição de contorno pode ser utilizado para alterar a rigidez.

A variação da rigidez do dispositivo de suporte pode ser explorada para ultrapassar a frequência de ressonância de um sistema de cuja frequência de resposta dependa tanto da estrutura como de seu dispositivo de apoio.

Outro dispositivo de controle, proposto por HOLDHUSEN e CUNEFARE (2008), fez uso do princípio do estado de comutação de absorção, mais conhecido como SSA (*State-Switched Absorber*), que é um sistema capaz de mudar rapidamente entre as frequências de ressonância quando comparado com os clássicos TVA's.

A redução de vibrações com o uso de tal dispositivo baseia-se em um sistema onde há dois valores de rigidez, que são comutados nas situações de ligado e desligado. O dispositivo proposto pelos autores considera uma massa base apoiada sobre quatro molas helicoidais, e uma massa absorvedora apoiada sobre molas na parte superior da massa principal, conforme Figura 2.17.

Os resultados do experimento mostraram que o SSA tem um desempenho melhor que o TVA em até 41%, além de ser capaz de reduzir em 55% as amplitudes de vibração na frequência crítica. Como grande vantagem do SSA, pode-se dizer que por ter uma capacidade de mudar sua rigidez durante a operação, ele é eficaz em várias frequências.

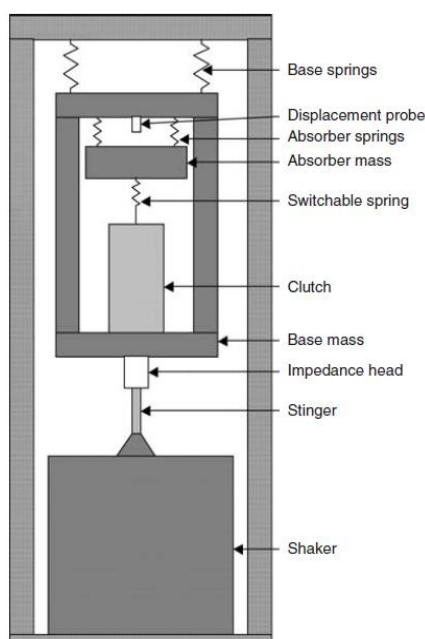


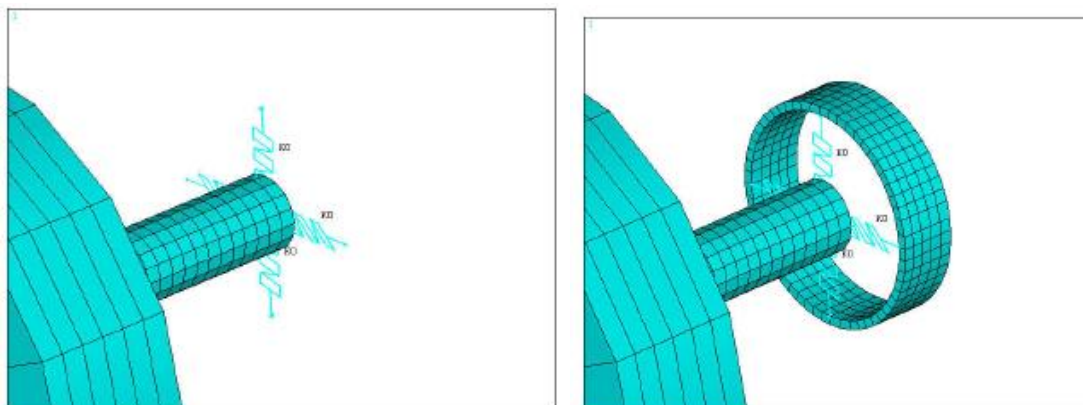
Figura 2.17 – Absorvedor de estado comutado.
(Fonte: HOLDHUSEN e CUNEFARE, 2008)

Numa simulação desenvolvida por SILVA *et al* (2008), foi apresentada outra metodologia para controle de vibração em máquinas rotativas, através do controle da rigidez do mancal envolvido com uma luva com material LMF.

Como as propriedades dos elementos que compõem o sistema já se encontram bem definidos em termos de dimensões e materiais envolvidos, o modelo em elementos finitos foi construído no programa ANSYS, consistindo de elementos de viga para a representação do eixo, elementos sólidos para a representação do disco e elementos de mola tipo tração-compressão para a representação dos mancais (Figura 2.18a).

De acordo com os autores, a resposta simulada do modelo foi obtida em termos de suas frequências naturais e formas modais, assim como a resposta forçada sob a condição de desbalanceamento mecânico.

Um segundo modelo considerou uma luva maciça com efeito memória de forma instalada na extremidade direita do eixo (Figura 2.18b), externamente ao mancal, sendo aplicada restrições na face externa da luva em todos os nós, o que implica numa flexibilidade do conjunto, tanto do eixo e dos mancais, como também na parte interna da luva. Foram desenvolvidos modelos com diferentes espessuras para a luva, iguais a 2, 4 e 6 mm, e variações no módulo de elasticidade dos elementos que compõem a mesma.



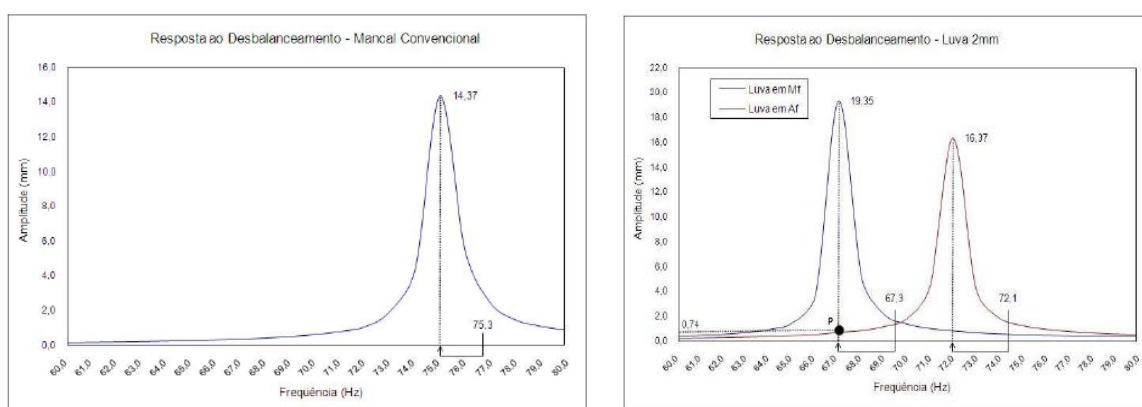
(a) com mancais convencionais flexíveis (b) com mancais flexíveis e luvas

Figura 2.18 – Modelo de elementos finitos de um rotor.
(Fonte: SILVA et al, 2008)

Foram obtidas as frequências naturais para o primeiro e terceiro modos de vibração com uso de luva de 4 e de 6 mm, sendo percebido que quanto maior é a ordem do modo mais acentuada é a diferença entre as condições mais rígida (sem luva) e menos rígida (com luva) do modelo, estando a luva ativada ou não.

O artigo discute ainda sobre os valores obtidos de amplitude da resposta à vibração forçada, a partir das frequências naturais do modelo, na situação de desbalanceamento mecânico, cujo resultado com uso de mancais convencionais é apresentado na Figura 2.19a.

A Figura 2.19b mostra a situação onde uma luva LMF de 2 mm é inserida no mancal direito. Observam-se 2 picos de amplitudes em frequências diferentes, onde o primeiro diz respeito a não ativação e o segundo correspondente à ativação da luva.



(a) com mancal convencional

(b) com mancal de luva LMF de 2mm

Figura 2.19 – Amplitudes de deslocamento obtidos.
(Fonte: SILVA et al, 2008)

Concluiu-se que “a colocação e ativação das luvas LMF em componentes como os mancais pode ser uma boa alternativa para o controle de vibração de sistemas rotativos”.

ZHU et al (2009) apresentaram um modelo baseado na análise estatística multivariada, desenvolvido e aplicado no controle de vibração no rotor de um sistema com mancal com fios LMF's (Figura 2.20).

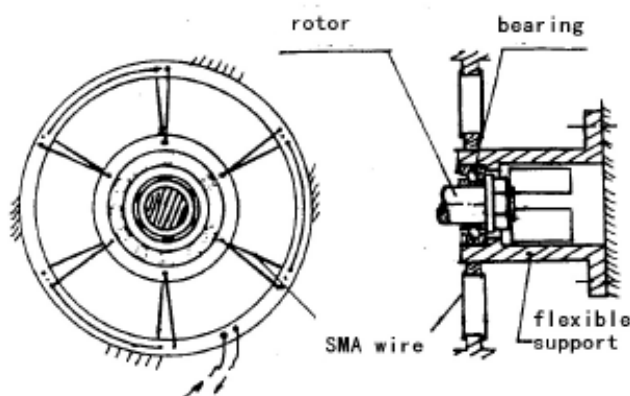


Figura 2.20 – Estrutura do sistema com fios LMF.
(Fonte: ZHU et al, 2009)

Durante o desenvolvimento do modelo, os autores utilizaram a teoria não-linear histerética e o método de regressão múltipla, encontrando-se assim, o relacionamento entre tensão, deformação e temperatura. A estabilidade do sistema de rotor com LMF foi provada a partir do uso de um controle PID.

O resultado do teste mostrou que o significativo efeito de todos os itens no modelo são notáveis, e que o mesmo pode descrever com boa precisão, as curvas tensão-deformação da LMF, em diferentes temperaturas, contribuindo para o alargamento da região de controle da temperatura, além de ser de fácil análise em teoria e de admitir a existência de controle de erro, pontos vantajosos para o controle da vibração.

Quanto à aplicação de LMF magnéticas (MSMA – Magnetic Shape Memory Alloys) para controle de vibrações, MAJEWSKA et al (2010) mostraram, a partir de pesquisa experimental, que com a ativação de tais atuadores em um sistema de rotor, obteve-se uma mudança nas frequências naturais e nos modos de vibração, repercutindo no controle efetivo das amplitudes de vibrações.

A Figura 2.21 apresenta o conjunto do mancal inteligente construído com o detalhe do atuador MSM.

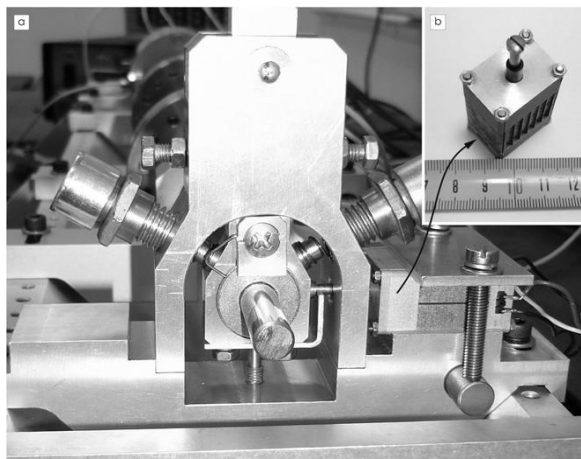


Figura 2.21 – Conjunto do mancal inteligente MSM.
(Fonte: MAJEWSKA et al, 2010)

Nesta aplicação, a capacidade do atuador de MSM para gerar as forças e deslocamentos controlados pelo campo magnético de condução é utilizada.

Alguns resultados obtidos são apresentados na figura 2.22, onde a linha tracejada indica as faixas de frequências para as quais as medições experimentais foram realizadas. Mudanças nas características de vibração devido à ativação do atuador MSM foram observados em um osciloscópio.

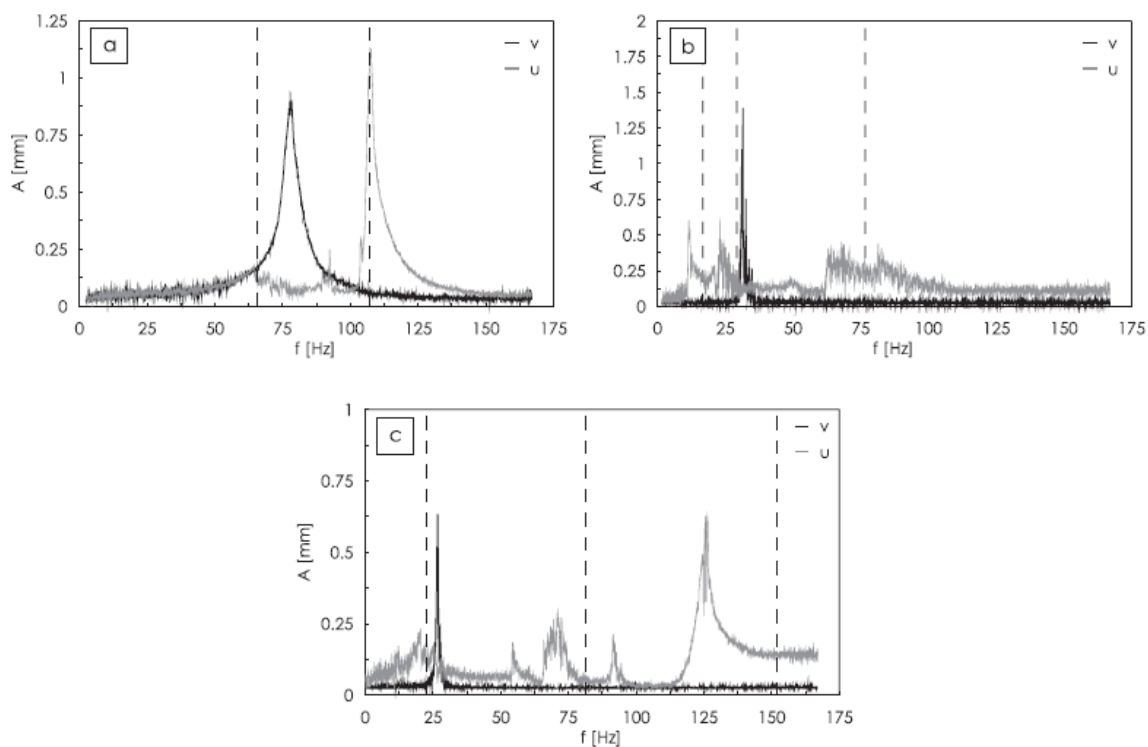


Figura 2.22 – Amplitudes obtidas na direção horizontal (u) e vertical (v) de
(a) eixo; (b) eixo com adição de uma massa; (c) eixo com adição de duas massas.
(Fonte: MAJEWSKA et al, 2010)

Dentre as conclusões dos autores, destacam-se: a eficácia da ativação do atuador MSM foi menor do que o inicialmente esperado, isso ocorreu quando a frequência de ativação do atuador de MSM foi igual a múltiplos da frequência natural do rotor; observou-se também que em outras situações, a ativação do atuador de MSM resultou num aumento na amplitude de vibração do rotor, isso ocorrido quando o atuador funcionou como um fonte adicional de excitação; e ainda que atuadores MSM podem ser aplicados para redução de vibração forçada transversal de sistemas de rotor e também no caso de desequilíbrio do mesmo.

Outro estudo na linha do controle de vibrações com uso de atuadores de LMF foi apresentado por AQUINO et al (2011). Os autores propuseram a implementação de um controlador *fuzzy* para reduzir os níveis de vibração de um sistema massa-mola com excitação por desbalanceamento rotativo, a partir do controle de temperatura de uma mola helicoidal de LMF (Figura 2.23). Como resultado deste controle, foi possível uma redução de até 85% das amplitudes de vibração nas frequências naturais.

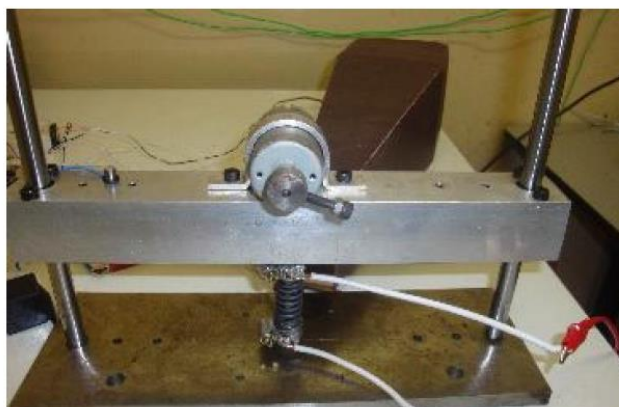
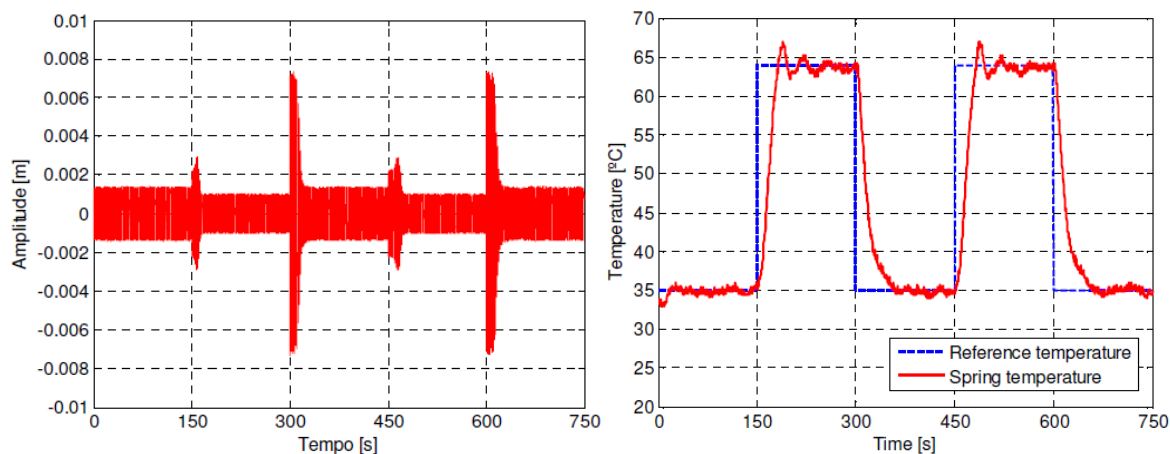


Figura 2.23 – Sistema rotativo desbalanceado.
(Fonte: AQUINO et al, 2011)

A Figura 2.24a ilustra o deslocamento do sistema massa-mola ao longo do tempo. Observa-se que o sistema de controle da vibração foi capaz de reduzir as amplitudes, durante as mudanças de excitação.

A Fig. 2.24b mostra o resultado obtido do comportamento das temperaturas da mola e de referência, ao longo do tempo. Quando o sinal de excitação mudou de 17 Hz para 14 Hz nos tempos de 150 e 450 segundos, a temperatura de referência passou de 35°C para 63°C, devido à ação de controle. Como resultado, ocorreu a mudança da frequência natural do sistema, reduzindo assim os níveis de vibração.



(a) Vibração do sistema (b) Sinal de referência de temperaturas

Figura 2.24 – Resultado da ação do controle.

(Fonte: AQUINO et al, 2011)

WANG e MELNIK (2012) propuseram um modelo de dinâmica não-linear e sua realização numérica para usar osciladores de LMF como amortecedores de vibração. O sistema foi composto por uma haste LMF e uma massa final, conforme esquema da Figura 2.25. Demonstrou-se que, devido ao acoplamento termo-mecânico, as características da vibração do oscilador complementar podiam ser ajustadas, a partir da mudança de sua temperatura.

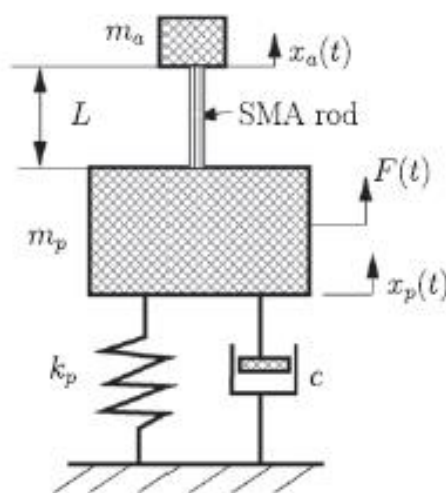


Figura 2.25 – Esquema do oscilador de LMF.

(Fonte: WANG e MELNIK, 2012)

O modelo dinâmico não linear do oscilador LMF foi simplificado para a análise de vibração e uma metodologia eficiente numérica foi proposta pelos autores, para avaliar

o desempenho do oscilador. Mostrou-se também que a altas temperaturas, o desempenho do oscilador é próximo do de um oscilador linear, enquanto a baixas temperaturas, o oscilador de LMF se comporta como um amortecedor regular, usando a sua dissipação devido a transformações de fase induzidas mecanicamente.

ENEMARK et al (2015) investigaram experimentalmente a viabilidade da aplicação de ligas com memória de forma para controle de vibração num sistema rotativo. Um equipamento dedicado de teste foi construído, conforme esquema da Figura 2.26, consistindo de um eixo rígido e o disco mantido verticalmente por um mancal magnético, onde o amortecimento é baixo. Tal mancal é flexível, sendo apoiado pelas molas helicoidais de liga de memória de forma. Por causa do acoplamento dinâmico, as molas foram capazes de reduzir os picos de vibração no eixo em até 47%.

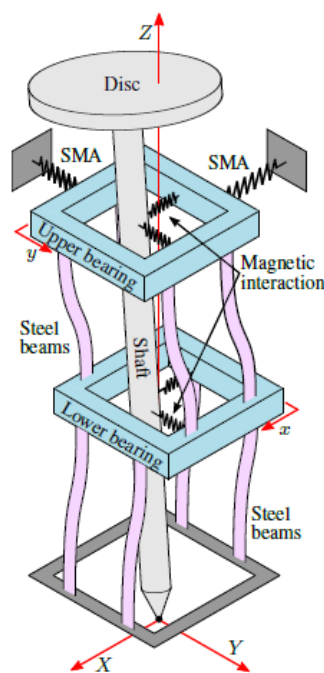


Figura 2.26 – Esquema do rotor teste.
(Fonte: ENEMARK et al, 2015)

Com relação a estudo sobre absorvedor de vibração pendular, KECIK (2015) apresentou resultados de investigações experimentais numéricas da utilização de uma combinação de amortecedor magnético reológico (MR) em conjunto com a mola LMF montada na suspensão do oscilador, conforme esquema mostrado na Figura 2.27.

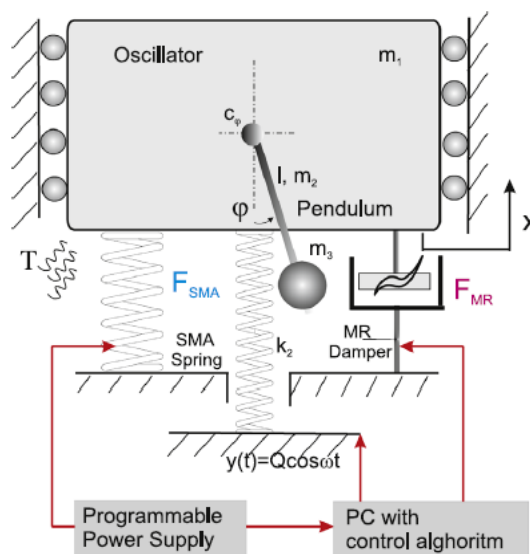


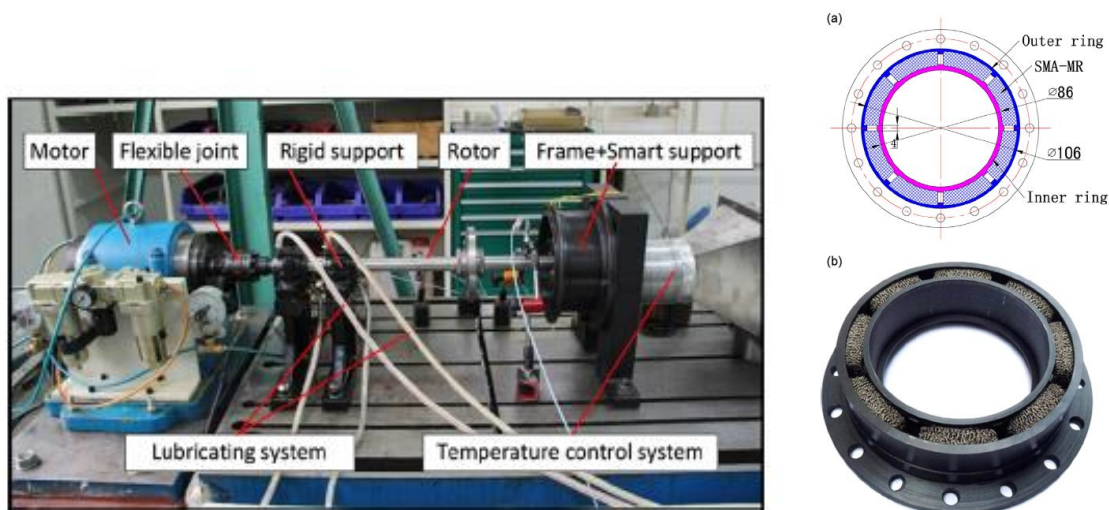
Figura 2.27 – Modelo de um sistema de pêndulo auto-paramétrico. com suspensão semi-ativa. (Fonte: KECIK, 2015)

Neste sistema, perto da região de ressonância, o pêndulo não fica no ponto de equilíbrio e, portanto, oscila. Além disso, estes sistemas são muito sensíveis às condições iniciais e parâmetros estabelecidos. Portanto, métodos eficazes de controle devem ser aplicados.

Para eliminar vibrações indesejáveis, dois métodos são propostos pelo autor: o primeiro método propõe a utilização de amortecedor MR como um dispositivo semi-ativo para reduzir amplitudes; o segundo método baseado em uma rigidez variável da mola, realizado pela mola LMF. Verificou-se que a suspensão com amortecedor MR e mola LMF dão possibilidades e controles confiáveis, que podem ajudar a reagir adequadamente em situações críticas.

MA et al (2015) apresentaram um novo suporte flexível de rotor “inteligente” composto de 8 (oito) elementos de LMF-MR, colocados radialmente num mancal, fabricados a partir de molas compactadas na forma de espoja de NiTi. As Figuras 2.28a e b mostram a paltaforma de teste e detalhes do suporte com os elementos LMF-MR.

Dentre as características dos LMF-MR estão a capacidade de suporte de carga alta (limite de até 100 MPa, rigidez superior a 1.10^8 N/m), alto valor de amortecimento (fator de perda entre 0,15 e 0,3) e rigidez variável (variação de 2,6 vezes entre as fases martensita e austenita).



(a) Plataforma teste do rotor com suporte flexível (b) Detalhes do suporte
 Figura 2.28 – Sistema flexível de rotor, com suporte de elementos LMF-MR.
 (Fonte: MA et al, 2015)

Os autores utilizaram simulações via MEF (métodos de elementos finitos) para ajustarem a vibração do sistema. A partir de testes experimentais, pôde-se mostrar a viabilidade do uso do material para potenciais aplicações de controle de vibração ativo em diferentes temperaturas, em sistemas de dinâmica de rotores. A evidência de rigidez e de amortecimento é obtida através da utilização de aquecimento e/ou arrefecimento do mancal flexível, durante a aceleração e desaceleração rotor.

Dentre as conclusões do trabalho, podem-se citar:

1) o efeito significativo que o mancal flexível “inteligente” LMF-MR exerce sobre a velocidade crítica do rotor, a partir da mudança de rigidez e amortecimento, pelo efeito da variação da temperatura sobre o material memória de forma. No caso em estudo, para temperaturas de 20°C (estado martensítico), a rigidez obtida foi de 1560,8 N/mm, $\zeta = 0,107$ e velocidade crítica de 5000 rpm. No estado austenítico (90°C), a velocidade crítica aumentou para 6100 rpm, com rigidez de 3229,7 N/mm e $\zeta = 0,0628$. Estes parâmetros foram considerados aceitáveis para coeficientes de amortecimento críticos, o que demonstra as propriedades interessantes na absorção das vibrações do suporte “inteligente” LMF-MR;

2) O mancal flexível LMF-MR mostrou bom desempenho no que tange a estabilidade durante a variação da velocidade e temperatura, com bom comportamento da rigidez linear, especialmente em alta temperatura (90° C);

3) Através do controle da temperatura dos elementos LMF-MR, a amplitude máxima de deslocamento pode ser reduzida em cerca de 16% durante o processo de aceleração e a desaceleração. Devido à alta característica de amortecimento do apoio LMF-MR, o rotor continua trabalhando de forma estável durante a sintonização rigidez com vibração, obviamente para fora de outras frequências no domínio da frequência.

2.5 LÓGICA FUZZY

Dentre as técnicas mais recentes de inteligência artificial e com uso bastante acentuado em controladores, tem-se a lógica *fuzzy*, a qual tem a capacidade de reproduzir a maneira como o ser humano pensa em um sistema de controle.

De acordo com VALE (2007), a lógica *fuzzy* é uma das ferramentas utilizadas no controle automático, que procura traduzir valores linguísticos, imprecisos, comuns na comunicação humana, em valores numéricos precisos, comuns para os computadores, baseando-se em regras de inferência do tipo “SE (condição) ENTÃO (ação)”.

Assim, tal lógica utiliza-se de funções de pertinências definidas para entradas e saídas de sistemas especialistas e de controle, sendo formulada a base de regras condicionais IF-THEN (se-então), que permitirá, juntamente com uma função de pertinência correspondente, analisar as entradas e determinar as saídas de controle pelo processo de inferência.

De acordo com CAMPOS e SAITO (2004), dentre os objetivos a serem alcançados por um controlador *fuzzy*, tem-se:

- o bom desempenho do mesmo em relação a outros operadores, quando necessita-se de operar sistemas complexos, não lineares e multivariáveis;
- o respeito as especificações e restrições operacionais;
- ser simples, robusto e operar em tempo real.

Os autores ainda afirmam que o controle *fuzzy* também oferece a vantagem de se adaptar a novas situações de controle com a mudança de apenas uma ou várias regras. Além disso, neste tipo de sistema, não são problemas os elevados tempos mortos e as não-linearidades acentuadas.

Assim, para controle de vibrações onde a ideia básica é a mudança de rigidez a partir da mudança de temperatura do atuador (caso em estudo), cujo resultado esperado é a diminuição das amplitudes de deslocamento da massa do sistema, ao se aproximar de sua

frequência natural, o uso de um controlador baseado na lógica *fuzzy*, pela sua simplicidade e fácil adaptação as situações de mudanças em tempo real, precisando-se apenas do estabelecimento de regras consistentes que associem temperatura do atuador e frequência do sistema, pode ser uma estratégia de controle de fácil implantação em relação a outros tipos de sistemas de controle.

A Figura 2.29 apresenta o esquema básico de um controlador *fuzzy*.

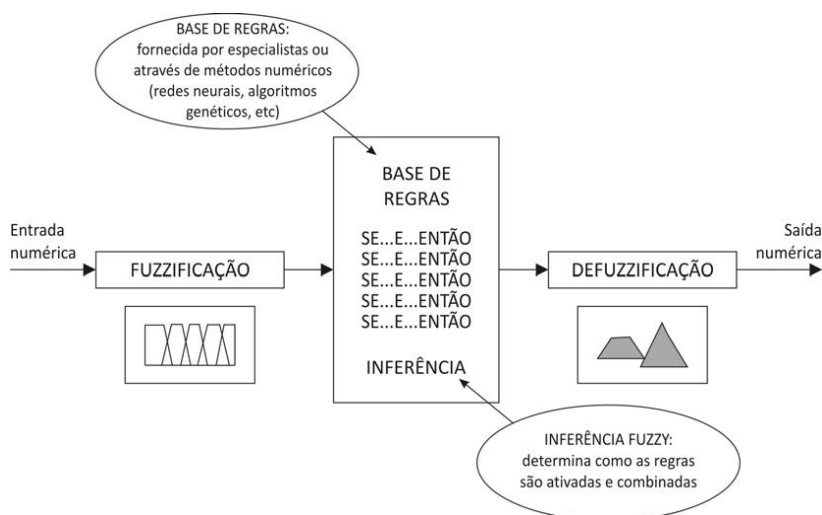


Figura 2.29 – Esquema básico de um controlador lógico *fuzzy*.
(Fonte: BEZERRA, 2009)

De acordo com CABRAL (1994), a fuzzyficação é o processo de associar ou calcular um valor para representar um grau de pertinência da entrada (determinado por uma função de pertinência) em um ou mais grupos qualitativos, chamados de conjuntos difusos. Funções de pertinência são o meio pelo qual um controlador é sintonizado para alcançar respostas desejadas a determinadas entradas.

A etapa após as variáveis linguísticas serem interpretadas (processo de fuzzyficação), é a descrição das situações nas quais há reações, ou seja, a determinação das regras SE-ENTÃO.

Ainda segundo o autor, o lado SE (*IF*) de uma regra contém uma ou mais condições, chamadas antecedentes que constituem uma premissa; o lado ENTÃO (*THEN*) contém uma ou mais ações chamadas consequentes.

Por fim, a defuzzyficação converte um conjunto difuso de saída de um sistema em um valor clássico correspondente, sendo tal processo utilizado para decifrar o significado das ações difusas usando funções de pertinência e também para resolver conflitos entre ações de competição (MATTOS, 2001).

CAPÍTULO III

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

A pesquisa desenvolvida, desde a sua concepção teórica até a apresentação dos resultados experimentais obtidos, seguiu as várias etapas constantes no fluxograma da Figura 3.1. Inicialmente foi adaptada uma bancada experimental existente no LVI da UFCG, que já possuía um sistema de acionamento composto de um rotor com dois mancais rígidos, sendo necessário o projeto e concepção do suporte flexível, incorporando quatro molas LMF.

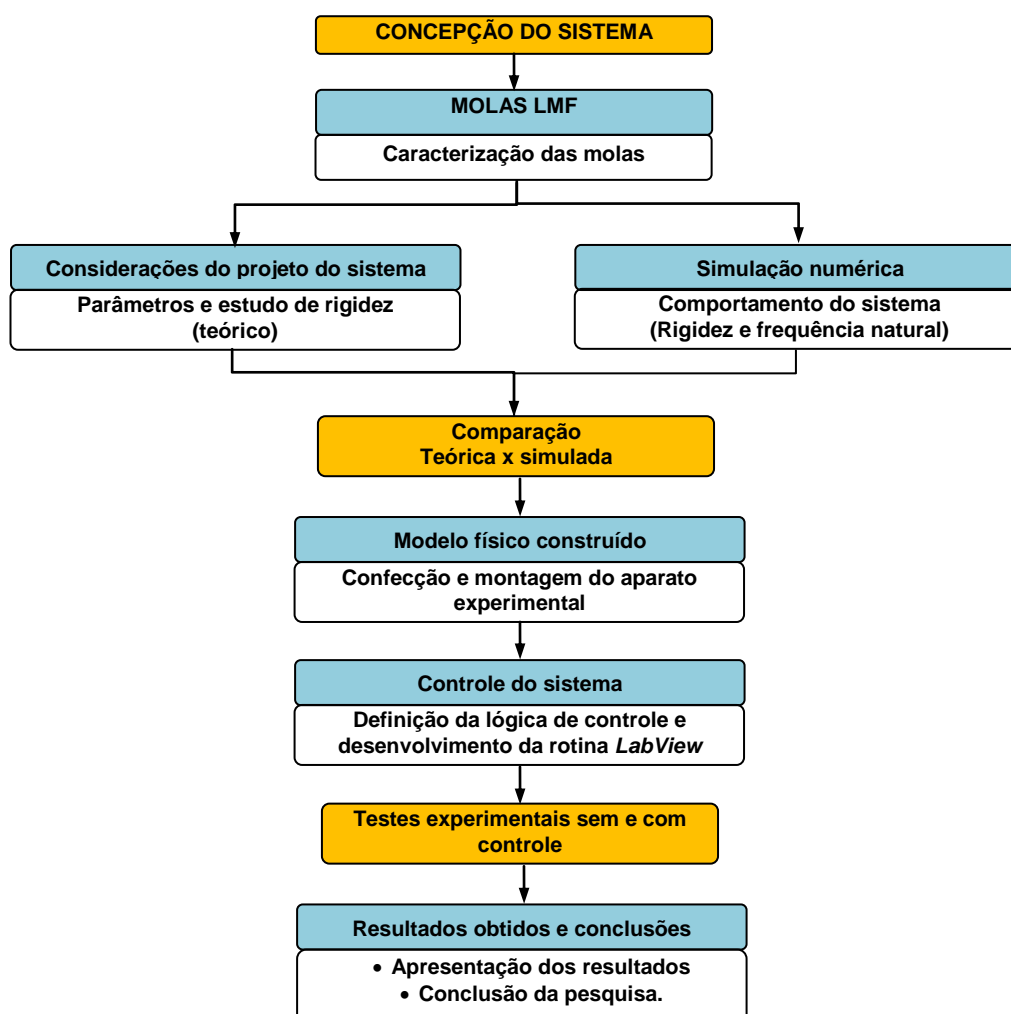


Figura 3.1 – Etapas de desenvolvimento da pesquisa
(Fonte: autoria própria)

3.1 CARACTERIZAÇÃO DE MOLAS HELICOIDAIS DE LMF

Conforme já explicitado na revisão bibliográfica, uma alternativa promissora para variação da rigidez de sistemas rotativos é o uso de molas LMF inseridas em mancais, funcionando como atuadores, com o intuito de ajustar a frequência natural do sistema por meio de aquecimento/resfriamento das molas quando a frequência de excitação do equipamento estiver próxima da frequência natural ou na região de ressonância.

No entanto, deve-se observar que molas com fios LMF delgados de diâmetro inferior a 1 mm, a carga térmica de ativação/desativação é relativamente baixa, apresentando um tempo de resposta rápido, bastante satisfatório para várias aplicações, porém limitado para situações onde necessitam de grandes forças. Com o aumento do diâmetro para resolver problemas onde há a exigência de maiores forças, resultará em contrapartida, numa maior exigência da carga térmica de ativação, para manter o mesmo tempo de resposta.

Utilizou-se no presente trabalho, molas helicoidais de compressão (Fig. 3.2), situação bastante comum em sistemas vibratórios. O cálculo teórico da rigidez das molas foi realizado a partir da Eq. 2.28 (na condição linear), levando em consideração parâmetros da geometria das molas (D e d), a força aplicada (F), o número de espiras ativas (N), o módulo de cisalhamento do material (G) e o fator de correção (K').

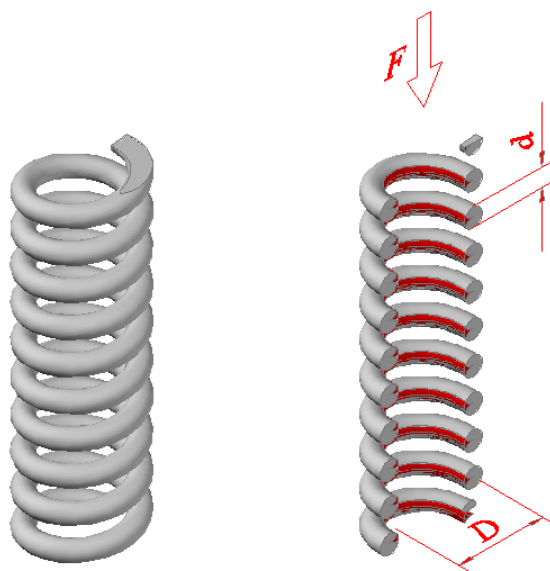


Figura 3.2 – Mola helicoidal de compressão.
(Fonte: AQUINO, 2011)

Para a realização do experimento no mancal ativo, foi confeccionada uma mola helicoidal na Oficina Mecânica da Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica da UFCG, a partir de um fio de LMF NiTi (50%), de 2,02 mm de diâmetro. A mola possui um diâmetro efetivo de 10 mm e 20 espiras. Na Figura 3.3 é possível visualizar a mola confeccionada, usando um gabarito tipo parafuso onde o fio foi devidamente enrolado na forma de espiral.



Figura 3.3 – Mola helicoidal de LMF confeccionada, para uso no mancal ativo.
(Fonte: autoria própria)

A mola foi fabricada com um tratamento térmico a 400°C durante 30 minutos. Posteriormente, foi realizada uma caracterização das temperaturas de transformação, utilizando-se o procedimento descrito no item 3.2.

Após o tratamento térmico, a mola foi então dividida em quatro partes iguais, resultando em 4 molas com 5 espiras cada. A necessidade de molas com tais dimensões e número de espiras seguiu o procedimento de cálculo no projeto do dispositivo de teste (ver item 3.4), onde apenas 2 espiras ativas seriam necessárias, sendo as demais rosqueadas (fixadas) a dois suportes de nylon, conforme Figura 3.4. Com isso, o sistema terá flexibilidade para que se altere o número de espiras ativas, quando necessário, aumentando ou diminuindo assim, a rigidez de cada mola LMF e, por conseguinte, do mancal flexível.

Além das dimensões da mola LMF e do número de espiras ativas, outro valor necessário para o cálculo da rigidez (Eq. 2.28) é o do módulo de cisalhamento G , tanto na fase martensítica (mínima rigidez) como na fase austenítica (máxima rigidez) do material.



Figura 3.4 – Mola helicoidal LMF rosqueada a suporte de nylon.
(Fonte: autoria própria)

Com a finalidade de obter os valores de G , realizou-se uma análise do comportamento dinâmico do material no Analisador Dinâmico-Mecânico (DMA) Q800 da TA Instruments (Figura 3.5), instalado no Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas (LaMMEA) da UFCG.

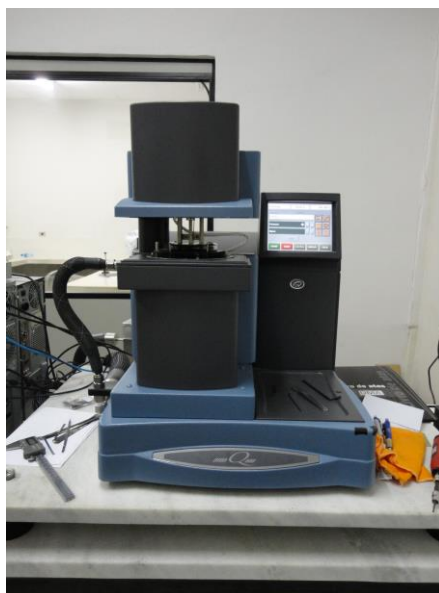


Figura 3.5 – Analisador Dinâmico-Mecânico (DMA).
(Fonte: autoria própria)

A técnica de DMA consiste na obtenção do módulo dinâmico e/ou de amortecimento de um material, medido sob condição de carga oscilatória em função da

temperatura, enquanto o material é submetido a uma programação controlada de temperatura.

Para o caso de LMF NiTi, devem-se utilizar como parâmetros padronizados os valores de frequência de 1 Hz, taxa de aquecimento de 5 °C/min e amplitude de oscilação de 5 µm (SILVA et al, 2011), a fim de minimizar a dependência dos resultados obtidos em função das condições de medição. Uma amostra de aproximadamente 30 mm de comprimento do material (fio) da mola foi separada para ser ensaiada no equipamento.

O resultado obtido do ensaio é apresentado na Figura 3.6. Observa-se que os valores limites do módulo de elasticidade foram, $E_M=35$ GPa (mínima rigidez) e $E_A=58,5$ GPa (máxima rigidez).

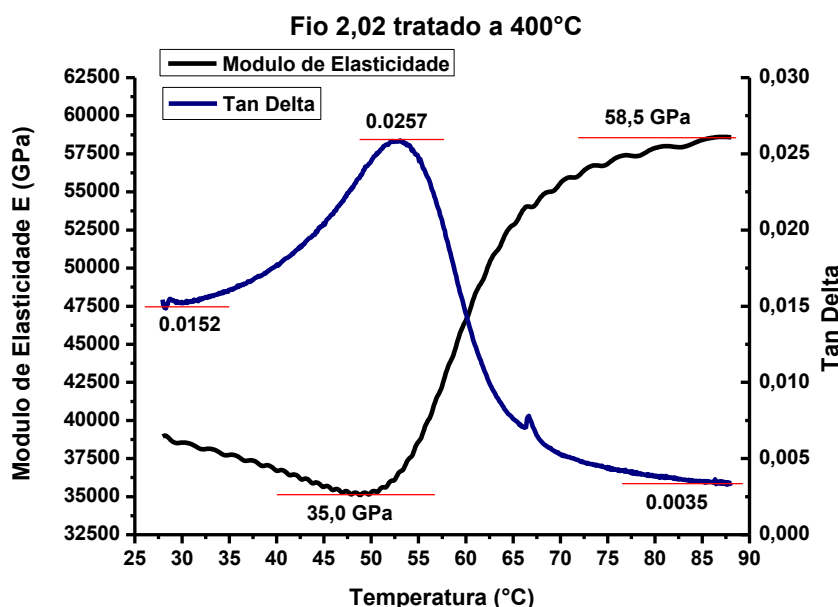


Figura 3.6 – Resultado do ensaio no DMA.
(Fonte: autoria própria)

Então, a partir da relação entre o módulo de cisalhamento G e o módulo de elasticidade E (ver Eq. 2.26), tem-se os valores de G definidos, podendo-se, portanto, calcular os valores esperados da rigidez da mola nas fases martensítica e austenítica.

Assim, os valores obtidos dos módulos de cisalhamento foram:

$G_M = 13,16$ GPa (martensítico) e $G_A = 22$ GPa (austenítico).

Com os valores dos diâmetros da mola confeccionada ($D = 10$ mm, $d = 2,02$ mm), calculou-se o fator de correção de tensão $K' = 1,3141$.

A tabela 3.1 apresenta os dados da mola e os respectivos valores de rigidez obtidos a partir da Eq. (2.29).

Tabela 3.1 – Dados das molas de LMF Ni-Ti confeccionadas.

Parâmetros	Fase martensítica	Fase austenítica
Material	NiTi (50-50)	
Diâmetro efetivo (D)	10 mm	
Diâmetro do fio (d)	2,02 mm	
Nº de espiras ativas (N)	2	
Módulo cisalhamento (G)	13,16 GPa	22 GPa
Rigidez (K)	10.423 N/m	17.424 N/m

3.2 FAIXAS DE TEMPERATURAS DE TRANSFORMAÇÃO

A análise de Calorimetria Diferencial de Varredura (DSC) tem-se constituído em uma das melhores ferramentas de análise térmica para LMF NiTi. É um procedimento experimental que permite obter as temperaturas de transformação de fase da LMF em geral.

Uma amostra de aproximadamente 50 mg foi retirada da mola confeccionada, tendo sido submetida a um ciclo térmico de aquecimento e resfriamento em equipamento específico (Figura 3.7), capaz de quantificar o calor absorvido e liberado. Este DSC Q20, da TA Instruments, está instalado no Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas (LaMMEA) da UFCG.



Figura 3.7 – Equipamento para teste DSC.
(Fonte: autoria própria)

A partir de picos exotérmicos (durante o resfriamento) e endotérmicos (para a transformação inversa, durante o aquecimento), determinaram-se o início e o final das transformações, conforme apresentado na Figura 3.8.

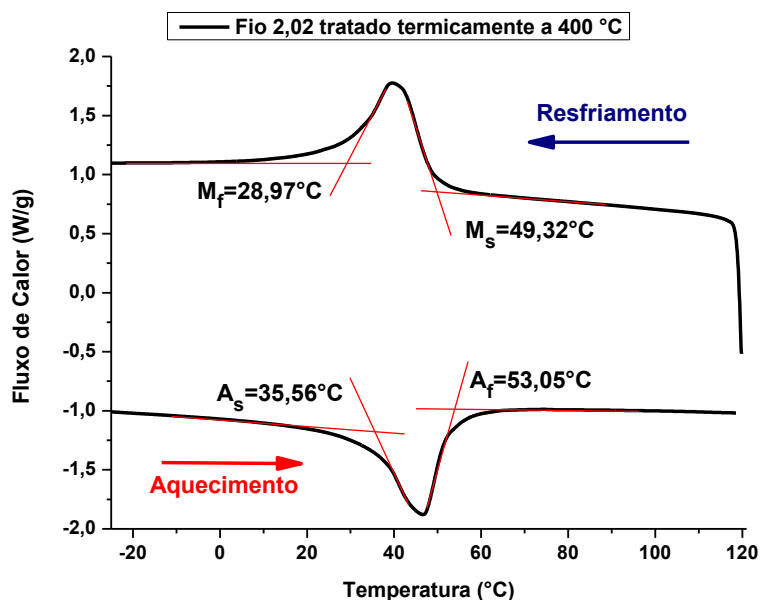


Figura 3.8 – Temperaturas de transformação (método DSC).
(Fonte: autoria própria)

Pelo resultado do teste, verifica-se que as temperaturas de transformação são: $M_s = 49,32^\circ\text{C}$ (temperatura de início da transformação martensítica), $M_f = 28,97^\circ\text{C}$ (temperatura de fim da transformação martensítica), $A_s = 35,56^\circ\text{C}$ (temperatura de início da transformação austenita), e $A_f = 53,05^\circ\text{C}$ (temperatura de fim da transformação austenita).

Realizando uma simulação para fins comparativos, entre os modelos de Liang (Eqs. 2.27 e 2.28) e de Ikuta (Eqs. 2.33 e 2.34), e utilizando dados experimentais da Tabela 3.1 e temperaturas de transformação (DSC), obtém-se o gráfico da Figura 3.9.

Notam-se alguns aspectos interessantes dos dois modelos: embora os valores de histerese praticamente coincidam na região central ($\Delta T = 6^\circ\text{C}$), observa-se algumas diferenças tanto nos valores de K_{\min} e K_{\max} , quanto nos tempos de início e fim das transformações. O modelo de Ikuta apresenta variações mais suaves, e parece ser o mais adequado para fins comparativos, a ser analisado a seguir.

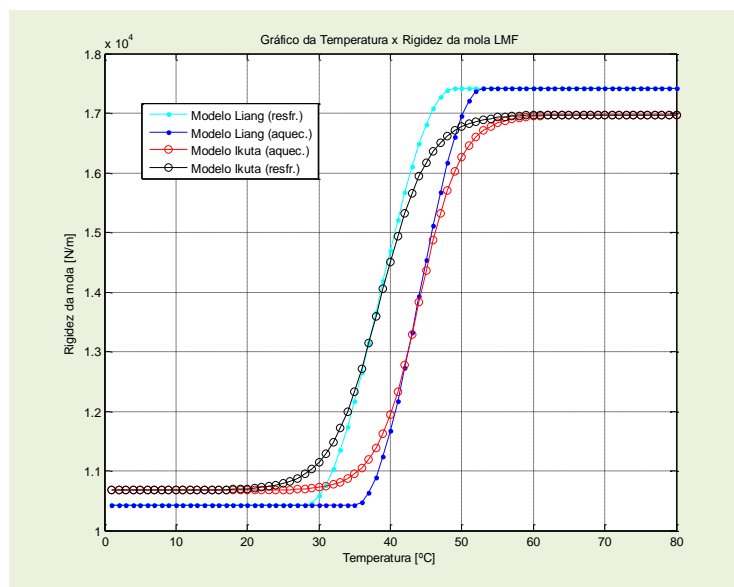


Figura 3.9 – Comparativo entre os modelos de Liang e de Ikuta.
(Fonte: autoria própria)

3.3. DETERMINAÇÃO DA RIGIDEZ DA MOLA – ENSAIO EXPERIMENTAL

Com o intuito de verificar a viabilidade do modelo adotado, a mola foi submetida a um ensaio para a determinação da sua rigidez em função da temperatura. Para tanto, foi utilizada máquina universal de ensaios da marca Instron® (Figura 3.10), instalada no Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas (LaMMEA) da UFCG.

No teste de rigidez, utilizou-se a mola com apenas 2 espiras ativas, submetida a 4 ciclos de compressão em cada temperatura de medição. A faixa de temperatura do teste variou entre 25 e 80°C (aquecimento) e entre 80 e 25°C (resfriamento), com intervalos de 5°C. Os resultados obtidos nos testes são apresentados nas Tabelas 3.2 e 3.3.

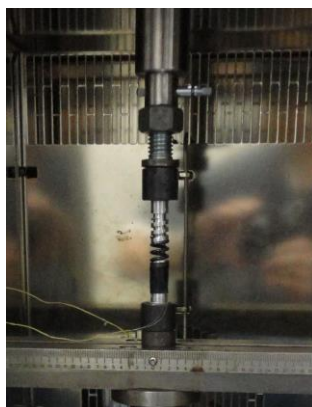


Figura 3.10 – Mola montada na máquina Instron.
(Fonte: autoria própria)

Tabela 3.2 – Rigidez da mola durante o aquecimento.

Temperatura (°C)	Rigidez (N/m)
25	11853
30	11781
35	11510
40	11503
45	12137
50	13948
55	15444
60	16101
65	16373
70	16613
75	16781
80	16976

Tabela 3.3 – Rigidez da mola durante o resfriamento.

Temperatura (°C)	Rigidez (N/m)
80	16976
75	16900
70	16856
65	16478
60	16303
55	15855
50	15381
45	13500
40	11843
35	10946
30	10675
25	11049

Com os valores de rigidez obtidos (Tabelas 3.2 e 3.3), os valores das temperaturas de transformação de fase obtidas no teste DSC (Figura 3.7) e as equações deduzidas no modelo de comportamento termomecânico (IKUTA *et al.*, 1991), pôde-se obter, a partir de uma rotina em *Matlab*®, as curvas comparativas do modelo teórico e experimental referente à rigidez da mola a cada temperatura, conforme a Figura 3.11.

Os valores de rigidez mínima e máxima no intervalo de temperatura entre 25 e 80°C, foram respectivamente $K_{\min} = 10.675$ N/m (30°C), $K_{\max} = 16.976$ N/m (80°C), resultando numa relação da ordem de 1,6.

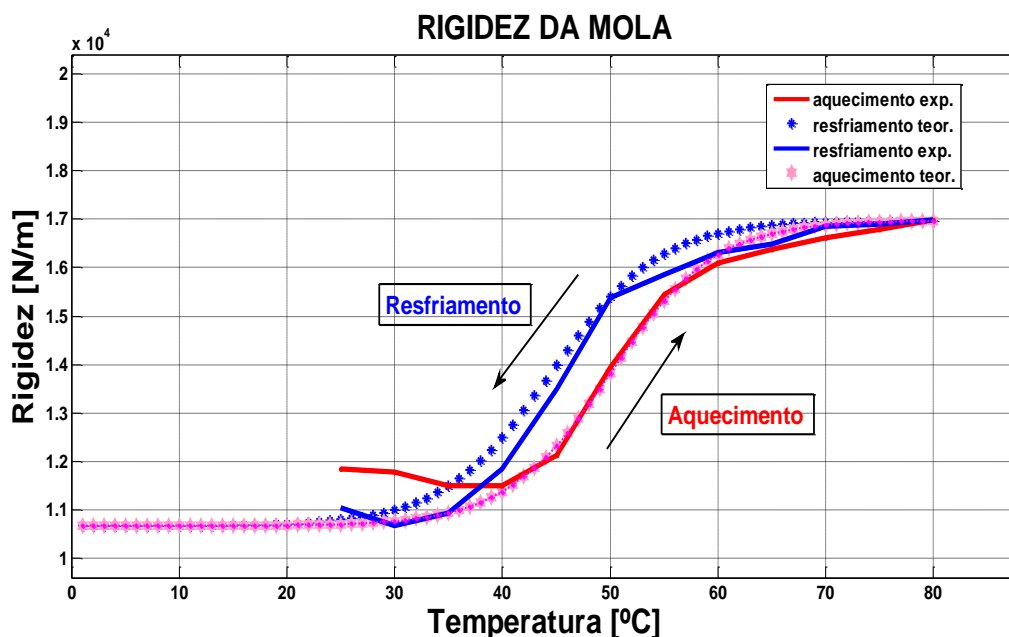


Figura 3.11 – Rigidez da mola LMF em função da temperatura.
(curvas teórica e experimental ajustada)
(Fonte: autoria própria)

Observa-se que embora ocorram alguns desvios das curvas experimentais no final do resfriamento, nas demais regiões o modelo de Ikuta representa bem o comportamento observado experimentalmente, para o caso específico dessa mola LMF (Ni-Ti 50%).

3.4. CONSIDERAÇÕES DE PROJETO DO SISTEMA ROTATIVO

3.4.1. Introdução

O sistema rotativo projetado pode ser representado conforme ilustrado na Figura 3.12. A modelagem matemática partiu do princípio de um sistema de eixo biapoado com um disco localizado no centro, com o suporte flexível representado por um conjunto de 4 molas de LMF montadas numa das extremidades, atuando como um absorvedor dinâmico de vibrações, e a extremidade esquerda apoiada num mancal rígido.

Inicialmente, foram estabelecidos os parâmetros necessários para a obtenção da rigidez equivalente do conjunto eixo-rotor e frequências naturais do sistema projetado (Tabela 3.4). Assim, foram consideradas as massas (disco e mancal flexível), a rigidez das molas (mínima na fase martensita e máxima na fase austenita), as temperaturas de

transformação das molas e o comprimento do eixo, além de valores de amortecimento no mancal flexível (estimados a partir das curvas FRF).

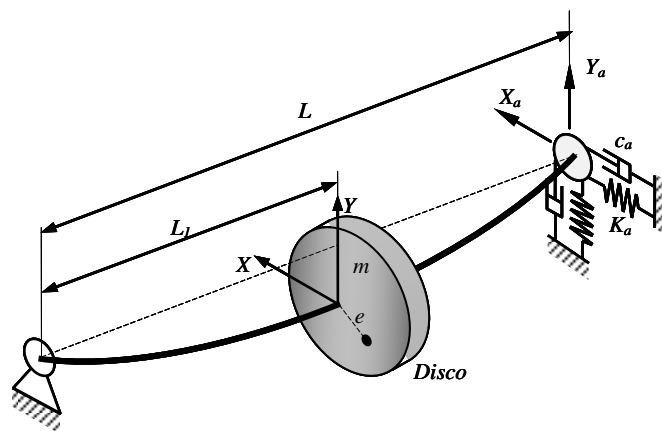


Figura 3.12 – Modelo do sistema eixo-rotor com um disco.
(Fonte: AQUINO, 2011)

Tabela 3.4 – Parâmetros experimentais do sistema rotativo.

Parâmetros	Fase martensítica	Fase austenítica
Massa do disco- m_d (kg)	2,2	
Massa do mancal LMF - m_a (kg)	0,2	
Amortecimento da mola LMF - c_a (N.m/s)	9	7
Comprimento do eixo (m)	0,43	
Diâmetro do eixo (m)	0,0127	
Rigidez da mola LMF - k_a (N/m)	10.675	16.976
Temperatura (°C)	30	80

3.4.2 Cálculos da rigidez equivalente do sistema

Para fins de obtenção de parâmetros de simulação, considera-se o sistema composto de um eixo bi-apoiado, sendo sustentado por molas numa das extremidades, com aplicação de carga central (peso do rotor). Utilizando-se dos valores experimentais obtidos da rigidez teórica (mola fria e mola quente), da massa do rotor e das características do eixo, calculou-se as rigidezes do sistema eixo-rotor, bem como as frequências naturais esperadas do sistema, tanto com as molas no estado martensítico como no estado austenítico. A Figura 3.13 ilustra a configuração do modelo físico adotado para os cálculos, baseados nos dados da Tabela 3.4.

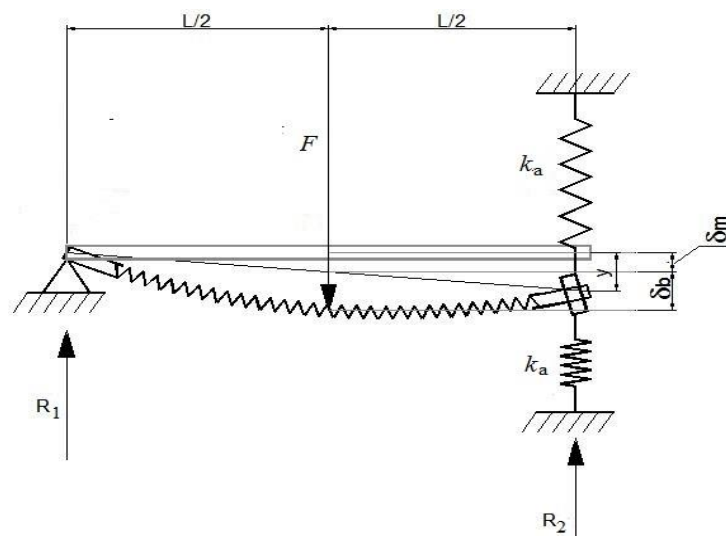


Figura 3.13 – Modelo de estrutura para cálculo das rigidezes e frequências naturais.
(Fonte: autoria própria)

Para o cálculo da rigidez do eixo-rotor (k_b), utilizou-se a fórmula padrão para um eixo bi-apoiado, com carga concentrada no meio do vão (THOMSON, 1978), conforme Equação 3.1, reproduzida abaixo:

$$k_b = \frac{48.E.I}{L^3} \quad (3.1)$$

onde:

E módulo de elasticidade do aço ($E = 210 \times 10^9$ Pa);

I momento de inércia ($1,277 \times 10^{-9}$ m⁴);

L comprimento do eixo (0,43 m).

Substituindo-se os valores na Equação 3.1, obtém-se $k_b = 161.900$ N/m.

Em seguida, para os cálculos da frequência natural do sistema, tanto considerando as situações onde as molas estavam no estado martensítico como austenítico, foi necessário obter as respectivas deformações na posição central. Adotou-se a configuração com deslocamentos lineares, apresentado na Figura 3.13, onde as forças reativas nos mancais são consideradas iguais, ou seja, $R_1 = R_2 = F/2$.

Além disso, calculou-se o deslocamento adicional devido à mola (δ_m), na posição central do disco, em função do deslocamento (y) no mancal flexível (ver Fig. 3.13). Como os deslocamentos do eixo são pequenos, utilizou-se a relação entre triângulos, obtendo-se: $y = 2 \cdot \delta_m$.

Em seguida, considerando o mancal flexível $R_2 = K_{eq} \cdot y$, (onde $R_2 = F/2$ e $K_{eq} = 2.k_a$), e aplicando-se as devidas substituições, tem-se:

$$\delta_m = \frac{F}{8.k_a} \quad (3.2)$$

Quanto ao deslocamento devido ao eixo-rotor, tem-se (THOMSON, 1978):

$$\delta_b = \frac{F.L^3}{48.E.I} \quad (3.3)$$

E o deslocamento estático total no centro fica definido a partir da soma $\delta_b + \delta_m$

$$\delta_b + \delta_m = F \left(\frac{L^3}{48.E.I} + \frac{1}{8.k_a} \right) \quad (3.4)$$

Dependendo da temperatura em que as molas se encontram, tem-se valores distintos de k_a . Considerando os valores de rigidez das molas (mínima e máxima) constantes na Tabela 3.4, e substituindo-os na Equação 3.7, obtém-se:

$$(\delta_b + \delta_m)_1 = 1,788 \times 10^{-5} F \text{ (para molas em } T=30^\circ\text{C)}$$

$$(\delta_b + \delta_m)_2 = 1,354 \times 10^{-5} F \text{ (para molas em } T=80^\circ\text{C)}.$$

Os cálculos das frequências naturais estimadas, seguem a Equação 3.5

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{(\delta_b + \delta_m)F}} = \sqrt{\frac{1}{(\delta_b + \delta_m).m_d}} \quad (3.5)$$

onde: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Logo, substituindo-se os valores obtidos, para ω_{c1} e ω_{c2} , dos respectivos deslocamentos estáticos, têm-se os seguintes valores estimados das frequências naturais:

$$\omega_{c1} = 159,44 \text{ rad/s} = 25,37 \text{ Hz (para molas em } T=30^\circ\text{C)}$$

$$\omega_{c2} = 183,22 \text{ rad/s} = 29,16 \text{ Hz (para molas em } T=80^\circ\text{C)}.$$

Com os valores estimados das frequências naturais e com o valor da massa do disco, pôde-se obter o valor das rigidezes equivalentes do sistema para as temperaturas nas fases martensítica e austenítica, a partir da Equação 3.6. (INMAN, 2001):

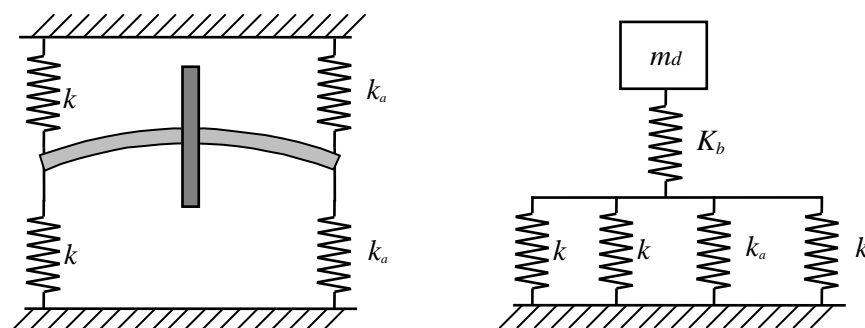
$$K_{eq(sist)} = \omega_c^2 . m_d \quad (3.6)$$

Logo, substituindo-se na Equação 3.6, os valores obtidos, têm-se os seguintes valores de rigidezes equivalentes do sistema:

$$K_{eq(sist)_1} = 55.926 \text{ N/m (para molas em } T=30^\circ\text{C)}$$

$$K_{eq(sist)_2} = 73.853 \text{ N/m (para molas em } T=80^\circ\text{C}).$$

Com o intuito de verificar o valor da rigidez do mancal rígido ($2k$) na direção vertical, adotou-se, por aproximação, o modelo apresentado na Figura 3.14, onde consideram-se as molas representativas da rigidez nos mancais como estando paralelas entre si e em série com a mola representativa da rigidez do eixo.



(a) Modelo do sistema proposto (b) Associação de molas para o sistema

Figura 3.14 – Representação da rigidez do sistema, pela associação de molas.

FONTE (adaptado de SENKO, 2013)

A representação matemática para obtenção do valor de k , de acordo com a Figura 3.14(b), segue o exposto nas equações abaixo.

$$K_{eq(sist)} = \frac{K_{eq(molas)} \cdot k_b}{K_{eq(molas)} + k_b} \quad (3.7)$$

onde:

$$K_{eq(molas)} = 2 \cdot k + 2 \cdot k_a \quad (3.8)$$

Substituindo (3.8) em (3.7) e realizando-se as devidas operações matemáticas, encontra-se o valor de rigidez do mancal flexível ($2k=6,409 \times 10^4 \text{ N/m}$) em função das demais rigidezes já conhecidas.

Em resumo, a Tabela 3.5 apresenta os valores de rigidez estimados para o sistema proposto, os quais nortearam, juntamente com os demais dados, a simulação apresentada na seção 3.5.

Tabela 3.5 – Parâmetros de rigidez global e dos sub-sistemas (N/m).
(Fonte: autoria própria)

Parâmetros	Fase martensítica	Fase austenítica
Rigidez equivalente do sistema - $K_{eq(sist)}$	55.926	73.853
Rigidez do mancal flexível - $2k_a$	21.350	33.952
Rigidez do mancal rígido - $2k$	64.090	
Rigidez do eixo - k_b	161.900	

3.5. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para a simulação numérica computacional, utilizou-se o *software Matlab®*. A condição inicial foi a de considerar em vibração livre, o sistema rotor mancal com um disco, obtendo-se uma configuração conforme apresentada na Fig. 3.15, onde tem-se a divisão do sistema em 11 nós, contendo ao todo 10 elementos. Em cada nó, estabeleceram-se 2 graus de liberdade, referentes aos deslocamentos nas direções horizontal e vertical.

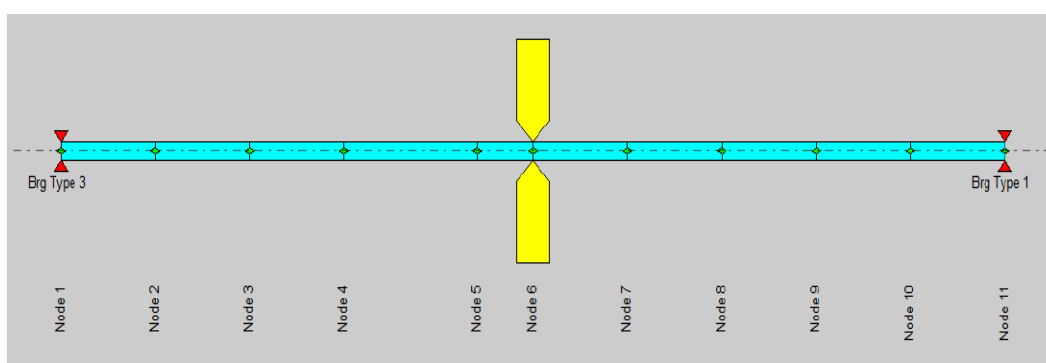


Figura 3.15 – Esquema dos nós para a simulação do sistema rotativo.

No nó 1 encontra-se o mancal flexível e no nó 11 o mancal rígido. Para os resultados a serem apresentados nesta simulação, utilizou-se como nó de estudo, o nó 5. Tal escolha deve-se à posição onde estará o sensor que captará os deslocamentos, quando dos testes experimentais na bancada.

Considerando inicialmente o sistema como sendo composto de 2 mancais rígidos e sem amortecimento, foi gerado o gráfico das 2 primeiras frequências naturais (Figura 3.16) e respectivos modos de vibração, bem como o espectro em frequência do sinal da resposta de vibração para uma dada faixa que contempla a primeira frequência natural (Figura 3.17).

Por limitação do motor disponível (0,5 CV) que aciona o sistema rotativo, toda a análise de simulação e experimental, estará baseada considerando apenas a primeira frequência natural.



Figura 3.16 – Frequências naturais e modos (mancais rígidos).

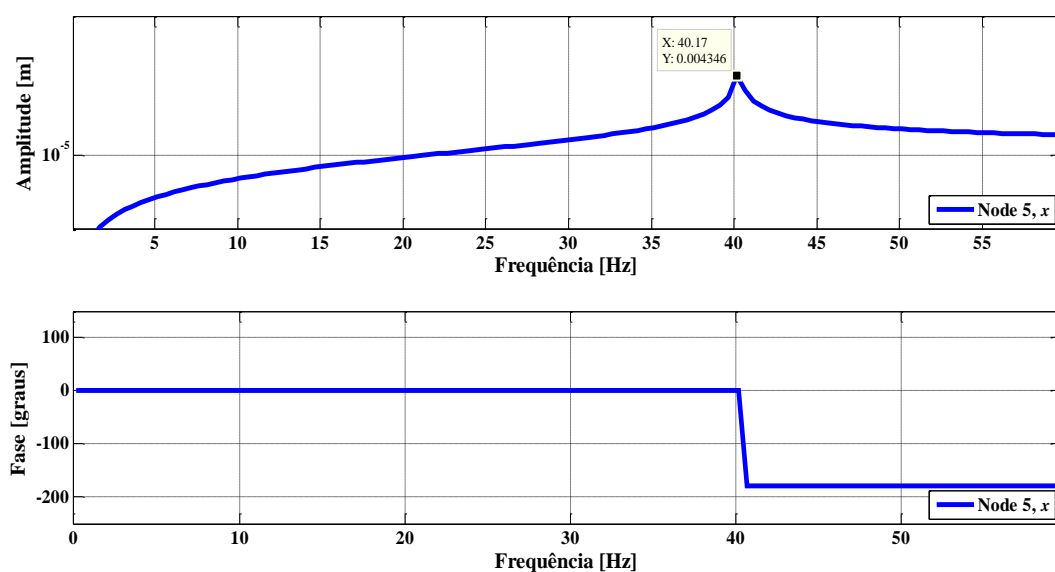


Figura 3.17 – Amplitude em frequência e fase do sinal (mancais rígidos).

Em seguida, considerando a substituição de um dos mancais rígidos pelo mancal flexível, composto de molas LMF, cuja rigidez varia com a temperatura, simulou-se duas condições em que as molas se encontravam à temperatura de 30°C (fase martensítica – mínima rigidez) e a 80°C (fase austenítica – máxima rigidez).

Os resultados das simulações são apresentados nos espectros das Figuras 3.18 e 3.19, respectivamente.

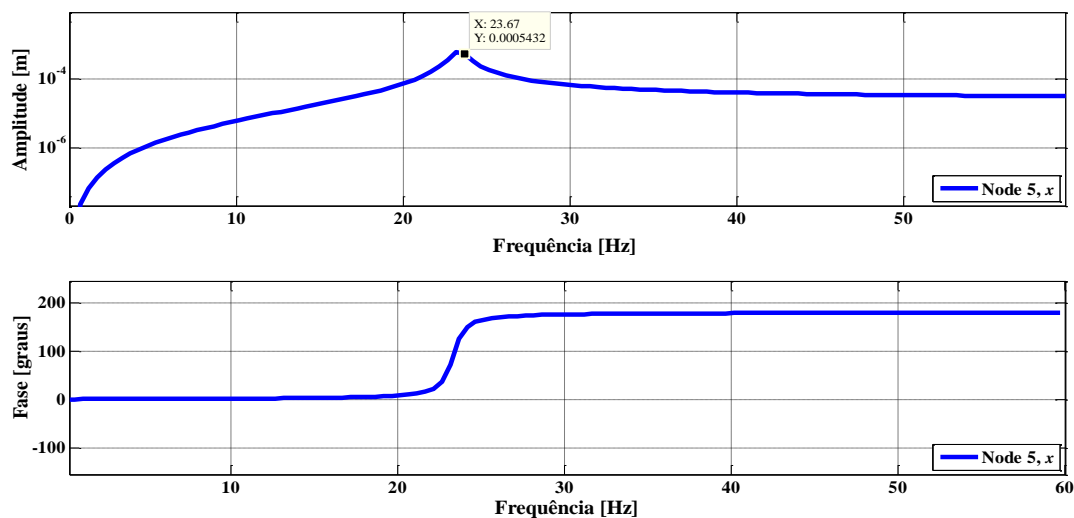


Figura 3.18 – Espectro em frequência e fase do sinal (molas a 30°C).

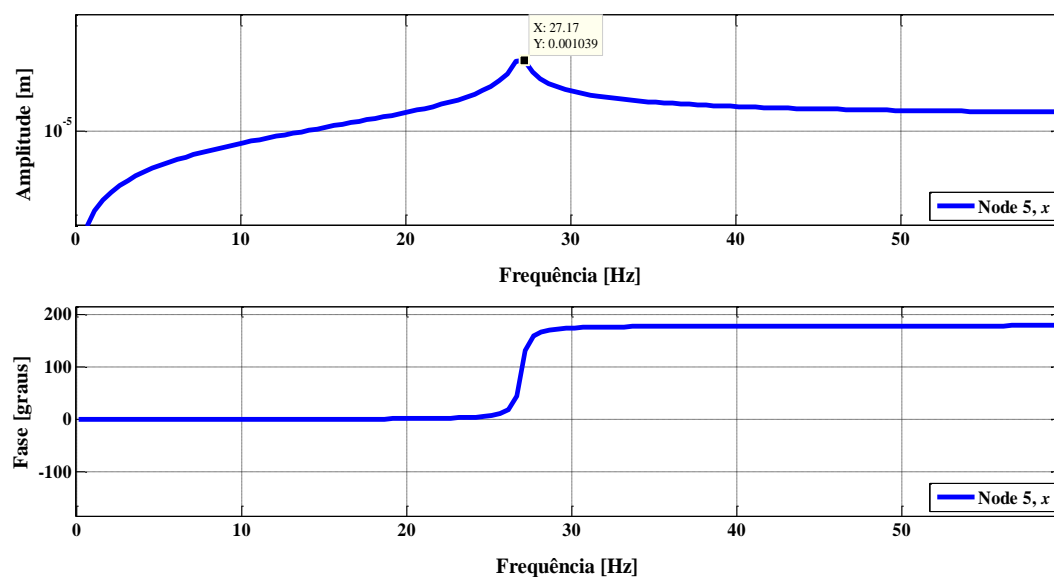


Figura 3.19 – Espectro em frequência do sinal (molas a 80°C).

A Tabela 3.6 apresenta os resultados de simulação das frequências naturais obtidas. Observam-se valores relativamente próximos entre o desenvolvimento obtido por equações simplificadas da literatura e a simulação realizada no *Matlab®*, permitindo a partir do conhecimento dessas frequências e suas amplitudes, verificar alguns parâmetros do sistema eixo-mancal na bancada experimental e especificar toda a instrumentação necessária, cujos detalhes serão apresentados no Capítulo 5.

Tabela 3.6 – Frequências naturais teóricas x simuladas (em Hz).

Parâmetros do Sistema	Teórico	Simulado	Erro (%)
Mancais totalmente rígidos	43,20	40,17	7,0
Mancal rígido e mancal flexível (T=30°C)	25,37	23,67	6,7
Mancal rígido e mancal flexível (T=80°C)	29,16	27,16	6,8

CAPÍTULO IV

APARATO EXPERIMENTAL E CONTROLE DO SISTEMA

4.1 BANCADA EXPERIMENTAL CONSTRUÍDA

Com base nas informações obtidas durante o desenvolvimento teórico-experimental (Capítulo III), adaptou-se todo o aparato experimental correspondente ao modelo físico necessário para a execução do trabalho proposto.

A Figura 4.1 mostra a sequência de ligação dos diversos componentes do sistema.

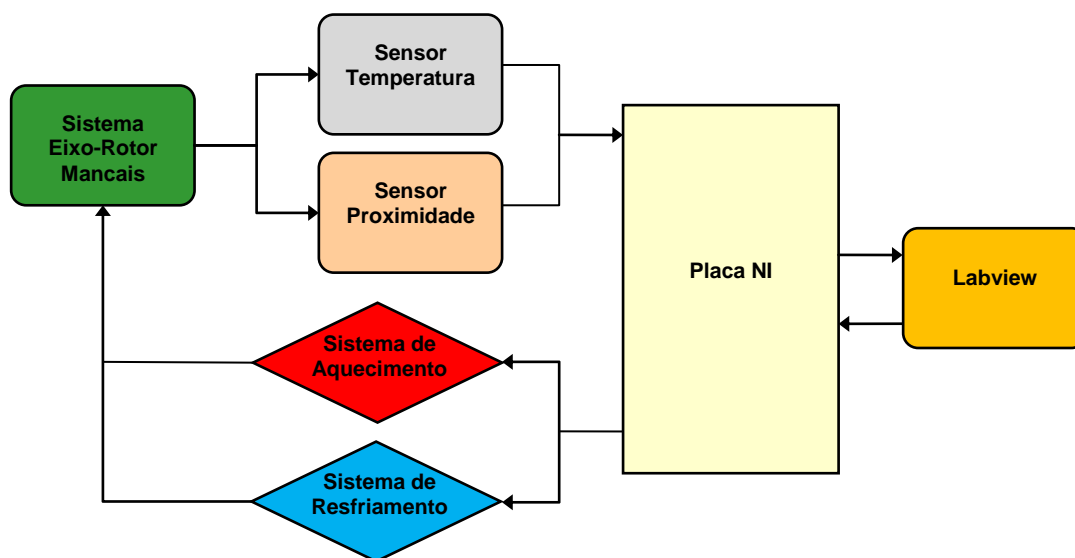


Figura 4.1 – Fluxograma da ligação dos diversos componentes do sistema rotativo.
(Fonte: autoria própria)

Observa-se pela representação acima, que os sensores de temperatura e de proximidade enviam para a placa NI de comunicação, os dados necessários (temperatura real das molas e deslocamento do eixo), os quais serão processados em um programa LabVIEW, onde estão inseridas as regras de controle de vibração.

Em seguida, são enviadas informações para a placa NI, com a finalidade de atuação do sistema de aquecimento e/ou resfriamento sobre as molas LMF do mancal

flexível, estabelecendo-se assim, um circuito fechado de controle com relação às temperaturas.

Para um melhor detalhamento do aparato experimental, são apresentadas a seguir, as principais características de cada um dos componentes.

Na Figura 4.2 é possível ter uma visão geral da bancada experimental com sistema de aquisição e processamento de dados, instalados no Laboratório de Vibrações e Instrumentação (LVI) da Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica/UFCG.

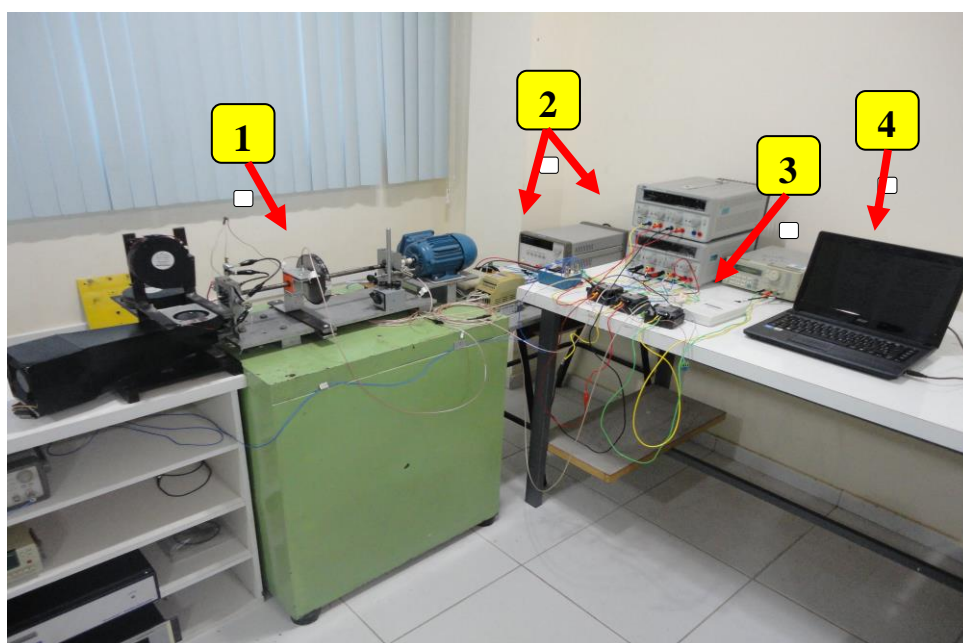


Figura 4.2 – Visão geral do experimento construído.
(Fonte: autoria própria)

- 1 – Bancada experimental
- 2 – Circuitos eletrônicos e fontes de alimentação
- 3 – Placa de comunicação de dados
- 4 – Sistema computacional

O experimento consiste de uma plataforma metálica composta por 2 mancais de rolamentos (sendo um montado num suporte rígido e outro no mancal flexível com a incorporação das molas de LMF), um eixo de aço de comprimento de 430 mm e diâmetro de 12,7 mm, um disco de aço de diâmetro de 180 mm e de massa 2,2 kg. Todo o sistema foi montado numa mesa inercial de aproximadamente 700 kg,

O sistema de acionamento consiste de um motor elétrico (*WEG W22 plus* de 3 kW), de corrente alternada, trifásico, 0,5 CV e rotação nominal de 3330 RPM, com um

inversor de frequências programável (*WEG ML-4*), o qual permite atingir uma rotação máxima de 3600 RPM (60 Hz). Um acoplamento flexível é utilizado para unir o eixo ao motor.

Nesse sistema, o inversor de frequências controla a velocidade de rotação, de forma manual ou ajustada na forma de rampa linear. Com o eixo girando, e para cada valor da tensão, haverá variação dos valores da frequência de rotação, correspondentes.

A Figura 4.3 apresenta um melhor detalhamento da bancada experimental com seus acessórios.

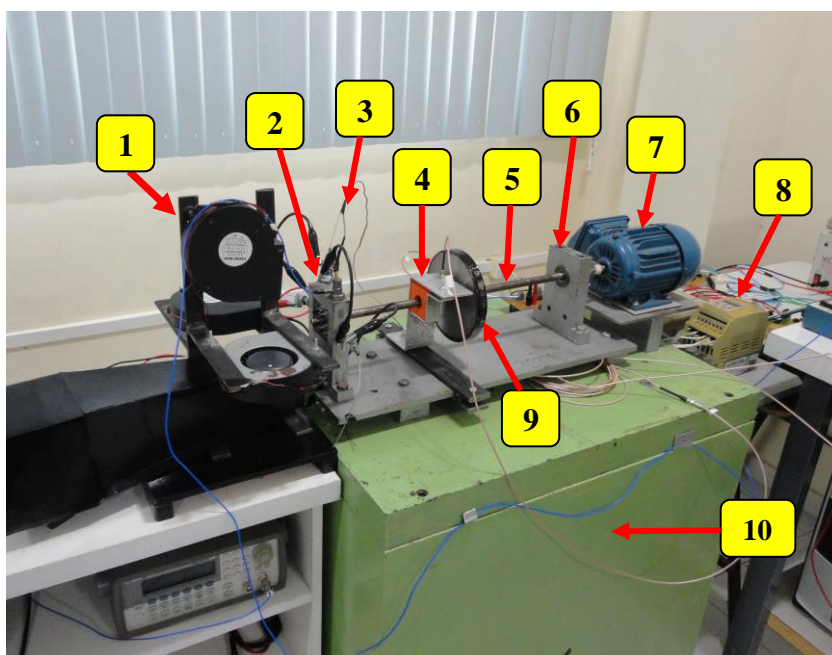


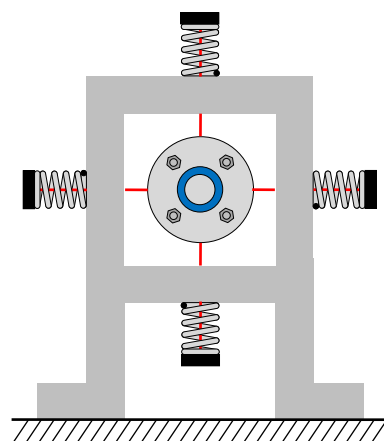
Figura 4.3 – Detalhamento da bancada experimental.
(Fonte: autoria própria)

- | | |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1 - Sistema de resfriamento | 6 - Mancal rígido |
| 2 - Mancal com molas LMF | 7 - Motor elétrico |
| 3 - Sensor de temperatura | 8 - Inversor de frequência |
| 4 - Sensor de proximidade | 9 - Rotor |
| 5 - Eixo | 10 - Mesa inercial |

Próximo ao motor encontra-se o mancal de rolamento rígido, enquanto na outra extremidade, o mancal flexível, com a incorporação de 4 molas LMF suportadas conforme detalhes da Figura 4.4.



(a) Detalhe do mancal LMF



(b) Esquema do mancal LMF

Figura 4.4 – Mancal flexível com molas LMF.
(Fonte: autoria própria)

Um sensor de temperatura (Figura 4.5a) foi colocado numa das molas, com a finalidade de se obter a temperatura à medida que as mesmas são aquecidas (efeito Joule) ou resfriadas. Vale ressaltar que as molas estão eletricamente conectadas em série, o que produz uma mesma temperatura em qualquer mola, quando a ativação é realizada.

A Figura 4.5b mostra o condicionador de sinais para termopar tipo k, responsável pela conversão do sinal para entrada na placa de aquisição de dados.



(a) Sensor de temperatura



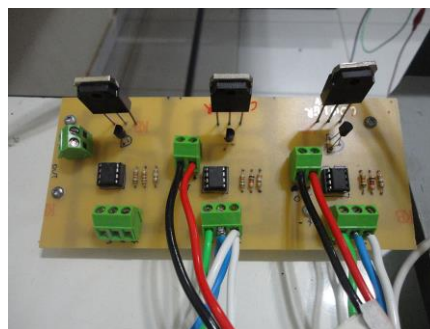
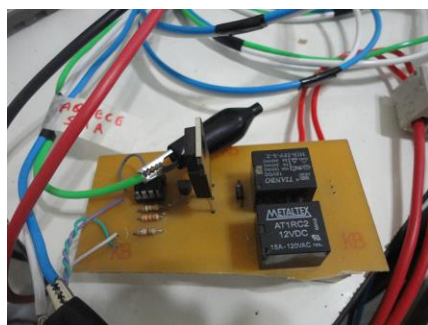
(b) condicionador de sinais

Figura 4.5 – Sistema de captação da temperatura da mola.
(Fonte: autoria própria)

O sinal referente à temperatura da mola, após passar pelo condicionador de sinais, é enviado para a placa de comunicação de dados (Figura 4.6) da National Instruments (NI USB-6210, 16 bits, 250 kS/s) e, em seguida, para o sistema computacional, composto de um computador ACER 4349-2839 Dual-Core, 2Gb RAM, o qual processa, a partir de um programa computacional em LabVIEW, a informação vinda dos sensores de temperatura e de proximidade, enviando quando necessário, as informações aos circuitos para o acionamento de aquecimento ou de resfriamento das molas LMF (Figura 4.7).



Figura 4.6 – Placa de comunicação de dados.
(Fonte: autoria própria)



(a) Circuito de aquecimento (b) Circuito de resfriamento

Figura 4.7 – Circuitos para aquecimento e resfriamento das molas LMF.
(Fonte: autoria própria)

O sistema de resfriamento das molas LMF é apresentado na Figura 4.8, sendo composto de 4 ventiladores (FLOWMAX BL-4949 de 4W, 24V e 9A), acionados de acordo com a necessidade de controle de temperatura.



Figura 4.8 – Sistema de resfriamento.
(Fonte: autoria própria)

Sensores de proximidade (SKF CMSS 665), com faixa linear de 0 a 2 mm e sensibilidade de $7,87 \text{ mV}/\mu\text{m}$, foram instalados nas direções vertical e horizontal, próximos ao disco (Figura 4.9a), com a finalidade de se obter os valores de deslocamentos do eixo. Os sinais obtidos passam pelos condicionadores de sinais (Figura 4.9b), sendo então enviados para a placa de comunicação de dados e, em seguida, para o computador, o qual processará a informação e acionará, caso necessário, os circuitos de resfriamento ou de aquecimento.



(a) Sensores de proximidade SKF



(b) Condicionadores de sinais

Figura 4.9 – Detalhamento dos sensores de proximidade.
(Fonte: autoria própria)

4.2 DESCRIÇÃO DA ESTRATÉGIA DE CONTROLE DO SISTEMA

A estratégia de controle adotada durante o desenvolvimento da pesquisa, buscando a redução das amplitudes ao passar nas frequências mais críticas (frequências naturais), quando do acionamento do sistema rotativo até atingirem a rotação máxima de trabalho e seu retorno ao estado estacionário, consistiu basicamente em aplicar os conhecimentos das características de mudança de rigidez com a temperatura, de atuadores de LMF, especificamente a incorporação de molas LMF em um dos mancais do sistema (ver Figura 4.4), associado a todo um aparato eletrônico e computacional, capaz de atuar na mudança da temperatura das molas e consequentemente de seus valores de rigidez, promovendo uma mudança na frequência crítica do sistema, reduzindo assim as amplitudes em comparação com as amplitudes de um sistema sem o controle.

Em outras palavras, o sistema de controle de vibrações deve aumentar a diferença modular entre a frequência de excitação e a frequência natural para reduzir os níveis de vibração do eixo-rotor. Assim, ao utilizar molas LMF, deve-se associar a temperatura em que as mesmas se encontram com a frequência natural, a fim de reduzir os níveis de vibração da massa principal.

O esquema da Figura 4.10 mostra as etapas de aquecimento e resfriamento das molas, provocando as mudanças de fase das molas LMF, onde dessa forma, será possível realizar o controle de vibração do sistema.

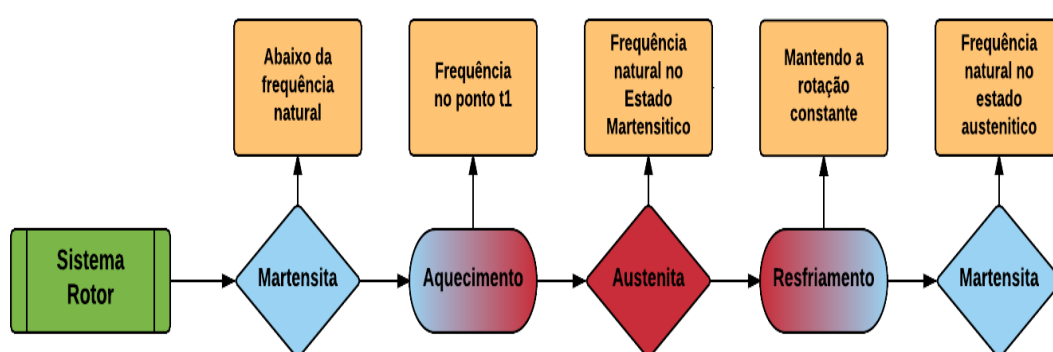


Figura 4.10 – Mudança da temperatura x frequências correspondentes.
(Fonte: autoria própria)

Vale ressaltar, preliminarmente, que adotou-se o valor de 70°C como temperatura limite superior e não 80°C (base de todo o desenvolvimento teórico/simulado), em virtude de se observar que a rigidez começa a se estabilizar a partir de tal temperatura (ver Figura

3.11), reduzindo-se assim o tempo de aquecimento ou resfriamento das molas LMF, sem comprometer, no entanto, o resultado final.

A lógica principal adotada durante o aumento de rotação do sistema, consistiu em encontrar a frequência no tempo t_1 (Figura 4.11), correspondente ao momento de início do aquecimento, capaz de tornar as molas no estado totalmente austenítico, quando atingir o ponto de cruzamento das curvas de FRF (Ponto P), permitindo assim, a passagem pela frequência correspondente à fase martensítica, com as menores amplitudes possíveis.

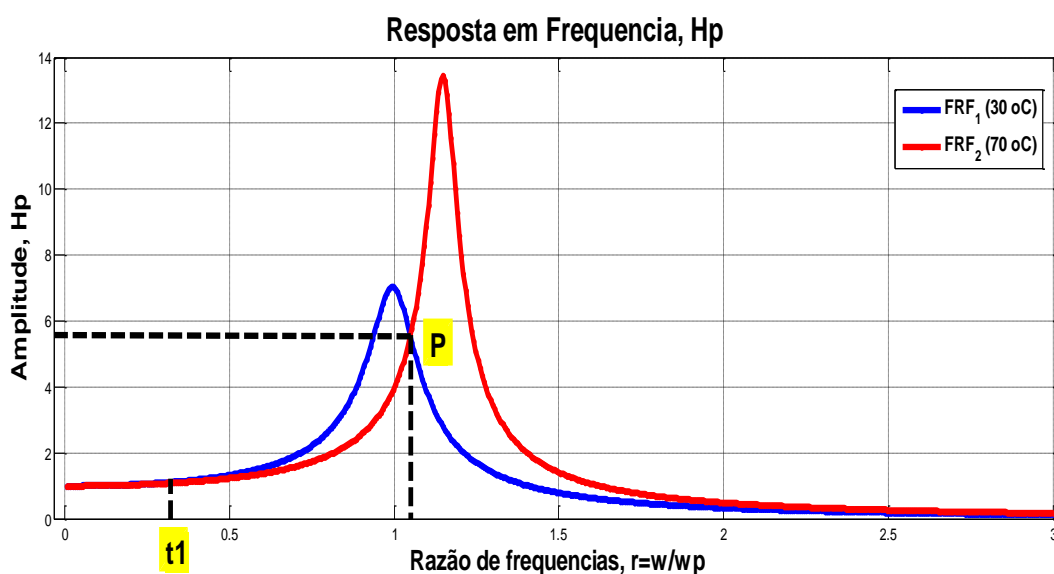


Figura 4.11 – FRF teórico do sistema nas fases martensítica (30°C) e austenítica (70°C).
(Fonte: autoria própria)

Verifica-se, portanto, que há a necessidade de se encontrar o valor de t_1 . A limitação está no tempo de resposta do sistema de aquecimento das molas (Figura 4.12).

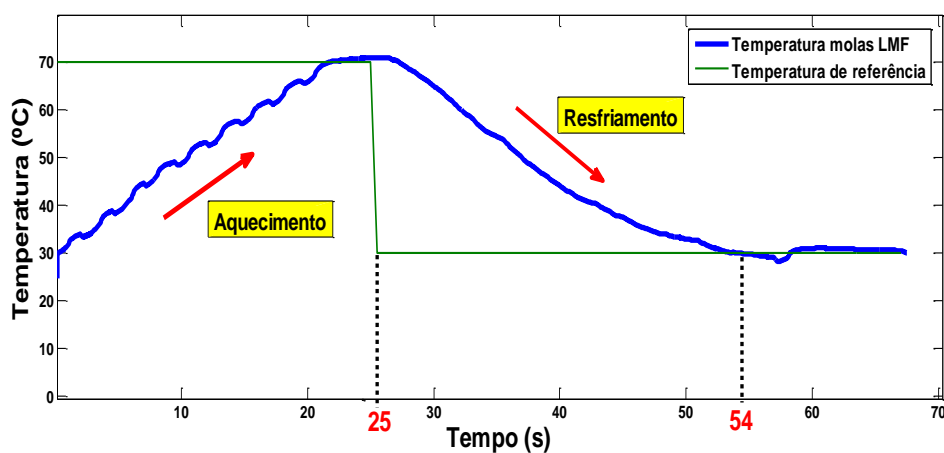


Figura 4.12 – Variação da temperatura da mola.
(Fonte: autoria própria)

Observa-se que as molas levam aproximadamente 25s para aumentar a temperatura de 30 até 70°C. Daí, a frequência correspondente ao ponto t1 deve ser tal que leve este tempo até alcançar a frequência correspondente ao ponto P.

A partir do ponto P, as molas LMF devem ser resfriadas o mais rápido possível, o que levaria as menores amplitudes quando da passagem pela frequência natural na fase austenítica. Ou seja, em nenhum momento da rampa de aceleração, deve-se ter amplitude acima da obtida no ponto P.

Entretanto, caso o sistema mantenha uma rampa de aceleração constante, haverá durante o resfriamento, o aumento da amplitude de frequência após o ponto P, atingindo um ponto máximo entre a frequência no ponto P e a frequência corresponde às molas totalmente na fase austenítica.

Portanto, a rampa de aceleração terá o comportamento mostrado na Figura 4.13, ou seja, uma rampa de aceleração constante até atingir o ponto P, combinado com o aquecimento das molas, em seguida mantém-se velocidade constante (na frequência correspondente ao ponto P), combinado com o resfriamento até a temperatura martensítica das molas, para então retomar a rampa de aceleração, após o resfriamento total das molas. Dessa forma, com as molas LMF no estado martensítico, não se obtém um novo pico de amplitude.

Vale ressaltar que a manutenção de uma velocidade constante a partir do ponto P até o total resfriamento (durante a subida) ou total aquecimento (rampa de descida), foi proposital, em virtude da limitação dos tempos de resposta dos sistemas de aquecimento/resfriamento. O intuito é de apresentar o resultado do efeito das mudanças de temperaturas sobre as molas e consequentes mudanças na rigidez do mancal, provocando a diminuição das amplitudes durante a passagem pela ressonância.

Em suma, caso a mudança de temperatura das molas, entre as fases martensítica e austenítica, fosse quase instantânea, não haveria a necessidade de se manter o sistema sob um regime de velocidade constante, durante certo tempo, na aceleração ou desaceleração.

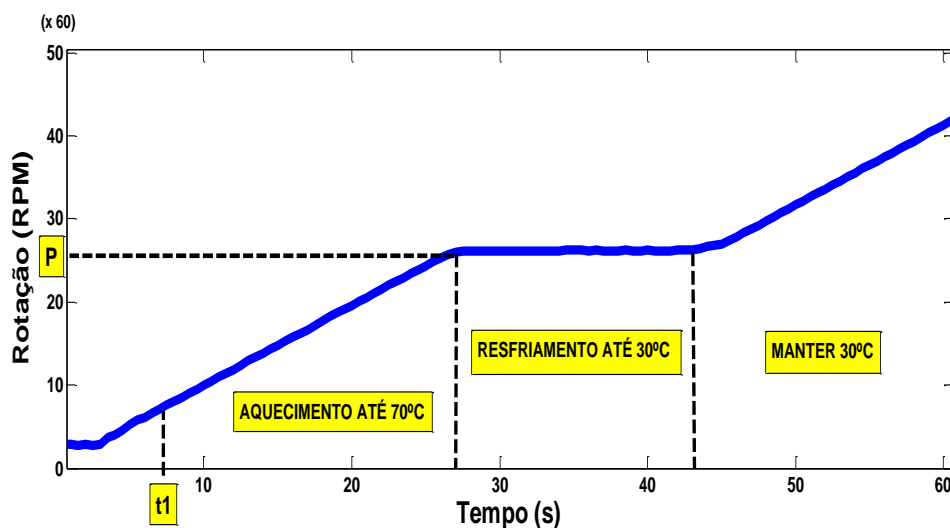


Figura 4.13 – Rampa de aceleração x variação de temperatura.
(Fonte: autoria própria)

Para a desaceleração do sistema até o estado estacionário, a rampa deve se comportar conforme Figura 4.14.

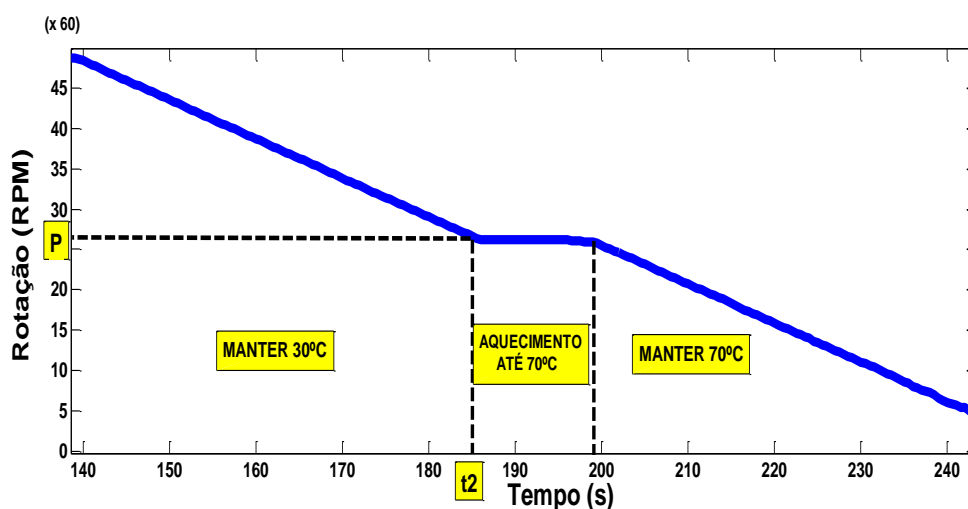


Figura 4.14 – Rampa de desaceleração x variação de temperatura.
(Fonte: autoria própria)

Neste caso, as molas encontram-se inicialmente à 30°C (estado martensítico) e a rotação acima do valor P. Portanto, seguindo o mesmo princípio de evitar o aparecimento de um pico de amplitude superior ao obtido pela passagem durante a fase martensítica e também não superior ao do ponto P, deve-se manter a velocidade constante quando atingir o ponto P, concomitantemente com o aumento da temperatura até atingir 70°C (fase austenítica). Assim que atingir tal temperatura, a rampa deve então ser desacelerada

novamente, até atingir o estado estacionário, momento em que a fonte de aquecimento das molas deve ser desligada.

O diagrama de controle de temperatura proposto, considerando as frequências naturais quando as molas encontram-se na fase martensítica (molas frias) ou na fase autenítica (molas quentes) é mostrado na Figura 4.15.

Observa-se pelo diagrama que, as informações principais para o perfeito funcionamento do sistema de controle, advêm do sensor de temperatura (colocada na mola - ver Figura 4.5a) e do sensor de proximidade (colocada próxima ao eixo - Figura 4.9a). Vale ressaltar que no caso em estudo, adotou-se como referencial, apenas os dados obtidos com o sensor de proximidade colocado na direção vertical (y).

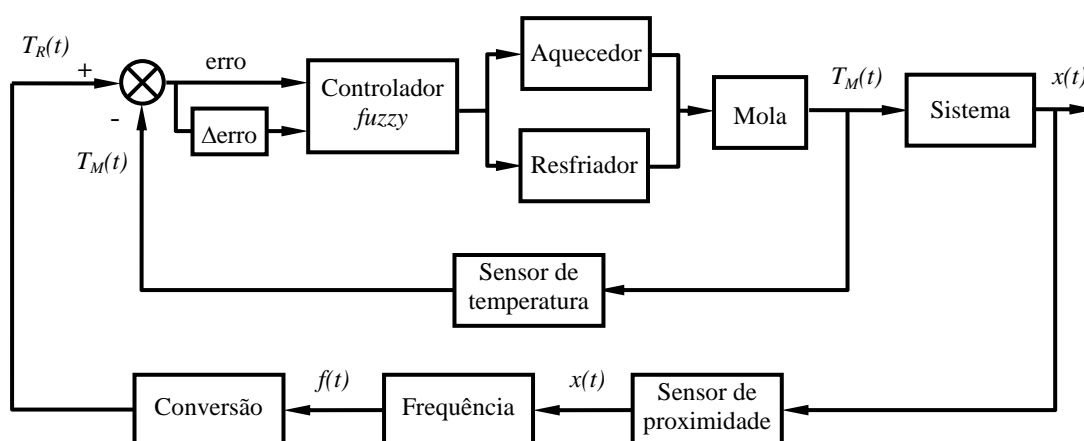


Figura 4.15 – Diagrama de blocos do controle de temperatura das molas LMF.
(Fonte: autoria própria)

onde:

x – deslocamento do eixo;

f – frequência de excitação do sistema eixo-rotor;

T_R – temperatura de referência;

T_M – temperatura medida.

Um programa desenvolvido em ambiente LabVIEW foi o responsável pelo processamento das informações advindas dos sensores de temperatura e de proximidade, via placa de comunicação de dados (Figura 4.6), bem como pelo comando dos circuitos de acionamento da temperatura (via corrente elétrica) e do resfriamento (via ventiladores), de acordo com a lógica estabelecida na programação do controlador *fuzzy*. A Figura 4.16 apresenta a tela inicial do programa e no ANEXO A o diagrama de blocos correspondente.

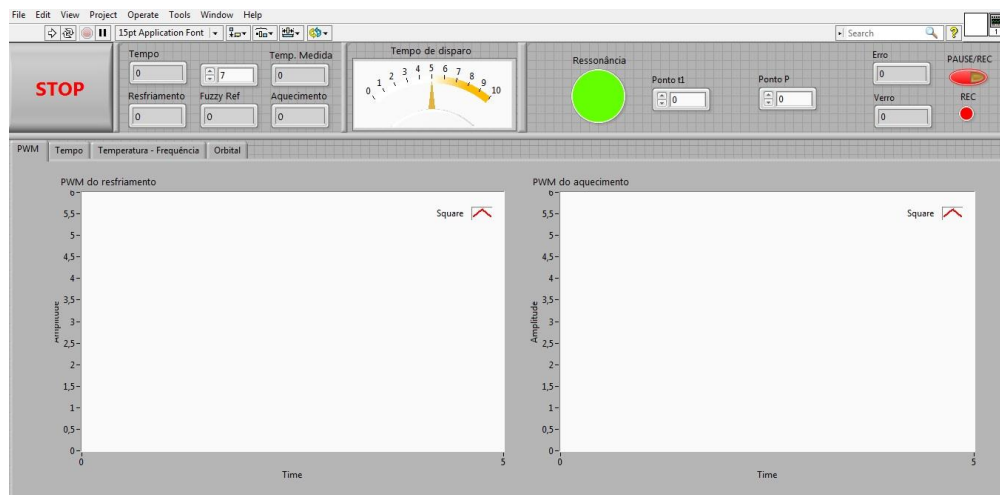


Figura 4.16 – Tela inicial do programa de controle do sistema.
(Fonte: autoria própria)

Por fim, a partir da comparação entre a temperatura medida na mola e a temperatura de referência, um controlador *fuzzy* foi responsável por manter a temperatura das molas no patamar desejado, a partir do controle do resfriamento e/ou aquecimento das mesmas. Todo o desenvolvimento do controlador *fuzzy* é apresentado na seção 4.3.

4.3 CONTROLADOR FUZZY

O controlador *fuzzy* é o responsável por enviar informações para comandar os atuadores, a partir de um algoritmo de controle, a fim de manter os valores de temperatura das molas LMF, dentro do padrão estabelecido, em função da frequência em que se encontra o sistema.

A frequência é então convertida em uma temperatura de referência (ver Figura 4.16) que, ao ser comparada em termos do erro e de sua variação (Δerro), com a temperatura real advinda do sensor de temperatura, processa a devida correção (após operações matemáticas), levando o sistema a manter na saída, um desempenho satisfatório de controle da temperatura.

O referido cálculo matemático, para o caso de controladores *fuzzy*, é baseado no raciocínio dedutivo, a partir de informações já conhecidas, gerando um termo linguístico que pode ser definido quantitativamente por um tipo de conjunto *fuzzy* conhecido como uma função de pertinência, a qual se baseia em propriedades específicas, tais como posição, tensão, temperatura etc.

A partir das funções de pertinência, são definidas as regras condicionadas (IF THEN). Assim, uma base de regra e uma função de pertinência correspondente são empregadas a fim de analisar as entradas e determinar as saídas de controle pelo processo de inferência da lógica *fuzzy*.

Para o caso em estudo, o sinal que será adotado na entrada do controlador *fuzzy* (ver Figura 4.16), será a diferença entre a temperatura de referência (T_R), determinada de acordo com a frequência de excitação (f) e a temperatura em que a mola se encontra (T_M).

O bloco de construção primária de sistemas de lógica *fuzzy* é a variável linguística, a qual combina múltiplas categorias subjetivas, descrevendo o mesmo contexto. Tais combinações, chamadas de condições linguísticas, representam os valores possíveis das variáveis linguísticas de entrada, que no caso em estudo, são o erro e a variação do erro (Δ erro) de temperatura, normalmente gerada pela diferença entre o erro atual e o erro anterior.

Como variável de saída do controlador, tem-se a variação no controle. As variáveis linguísticas de saída são dois sinais de largura de pulso (PWM), aplicados nos motores dos ventiladores de resfriamento e na corrente que aquece a mola. O LabVIEW é o ambiente computacional no qual o controlador *fuzzy* foi inserido.

Um controlador *fuzzy* compõe-se de 3 etapas bem definidas, que são a fuzzificação, a inferência *fuzzy* e a defuzzificação, Tal sequência de controle é responsável por transformar valores numéricos reais para um ambiente *fuzzy*, onde os números são convertidos em uma base numérica nebulosa. Durante a transformação, um conjunto de inferência *fuzzy* é usado para as tomadas de decisões.

A Tabela 4.1 apresenta os termos linguísticos para o ERRO de temperatura e a Tabela 4.2 apresenta os termos para a variação do erro de temperatura(VERRO), ambos importantes para a etapa de *fuzzificação*.

Tabela 4.1 - Termos linguísticos para o ERRO.

ERRO – range (-50°C) a (50°C)	
Termo linguístico	Pontos da função
PG	25 45 50 50
PM	10 30 50
PP	-5 15 40
ZE	-20 0 20
NP	-40 -15 5
NM	-50 -30 -10
NG	-50 -50 -45 -25

Tabela 4.2 - Termos linguísticos para o VERRO.

VERRO – range (-5°C) a (5°C)				
Termo linguístico	Pontos da função			
PG	2,5	4,5	5	5
PM	1	3	5	
PP	0	1,5	3	
ZE	-2,5	0	2,5	
NP	-3,5	-1,5	0	
NM	-5	-3	-1	
NG	-5	-5	-4,5	-2,5

Para a variável de saída foram utilizados outros termos e a faixa de largura de pulso variando de 0 (largura de pulso 0%) a 1 (largura de pulso 100%), conforme mostrado na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Termos linguísticos para variável de saída.

SAÍDA – range (0) a (1)				
Termo linguístico	Pontos da função			
PMG	0,65	0,9	1	1
PG	0,65	0,8	0,9	
PM	0,55	0,7	0,85	
PP	0,45	0,6	0,75	
ZE	0,35	0,5	0,65	
NP	0,25	0,4	0,55	
NM	0,15	0,3	0,4	
NG	0,05	0,2	0,3	
NMG	0	0	0,05	0,25

As Figuras 4.17 e 4.18 mostram as funções de pertinências das variáveis linguísticas de entrada (ERRO e VERRO), com seus respectivos termos linguísticos, implementadas no LabVIEW.

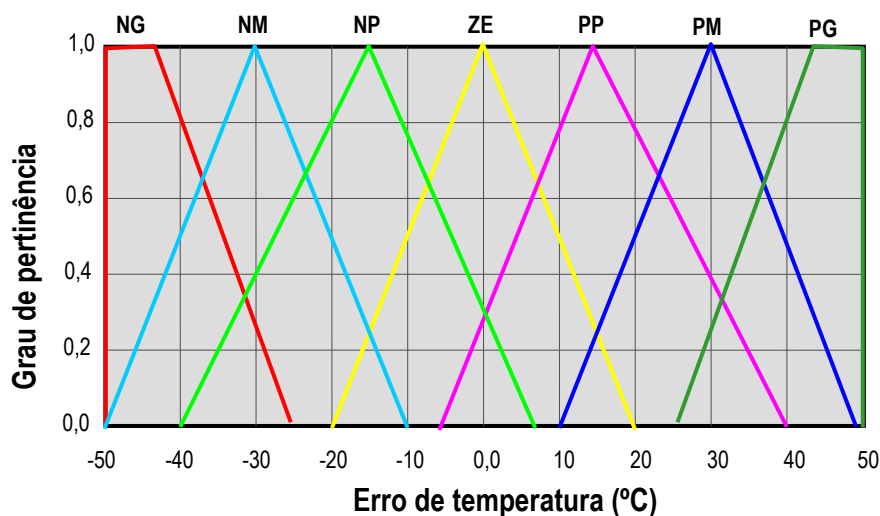


Figura 4.17 - Variável ERRO e seus termos linguísticos.
(Fonte: autoria própria)

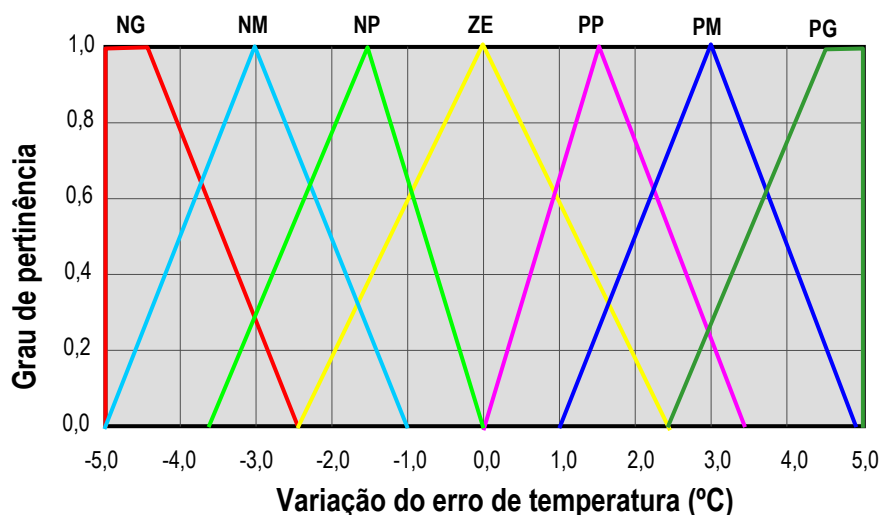


Figura 4.18 - Variável VERRO e seus termos linguísticos.
(Fonte: autoria própria)

Completando a etapa de tradução das variáveis reais em variáveis linguísticas (fuzzificação), a Figura 4.19 mostra o universo de discurso da variável de saída. Estes valores determinam a largura de pulso da corrente que aquece a mola de LMF, bem como a velocidade dos motores no resfriamento. O valor 0,4, por exemplo, corresponde a um sinal quadrado onde 40% do período possui tensão de 5 volts, e os outros 60% possui tensão zero.

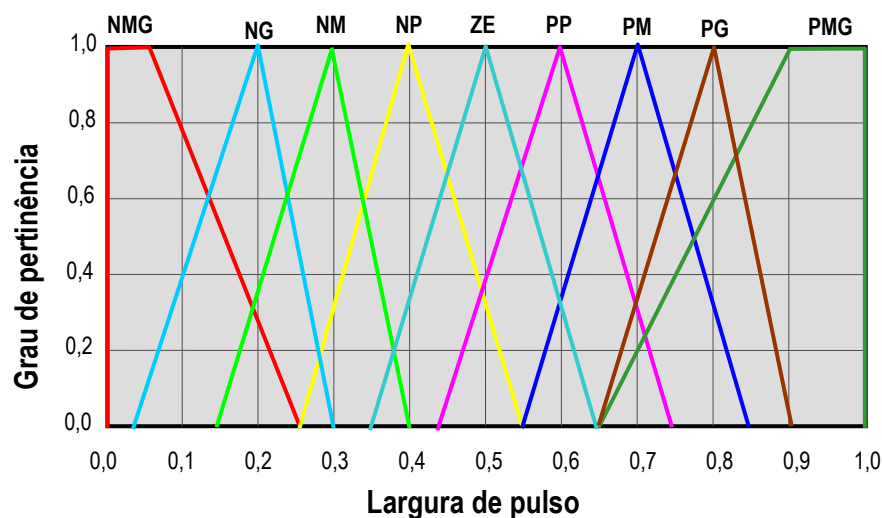


Figura 4.19 - Variável de saída e seus termos linguísticos.
(Fonte: autoria própria)

Na fase de inferência *fuzzy*, foram definidos todos os conectivos lógicos utilizados para estabelecer a relação que modela as regras *fuzzy*.

O método máximo-mínimo foi o utilizado na inferência, para cada uma das regras da base de regras *fuzzy*, sendo o operador matemático mínimo para o conectivo lógico “e” e o operador máximo para o conectivo lógico “ou”.

Foram utilizados sete termos para cada uma das entradas o que resulta, no máximo, em 49 regras disponíveis para formar uma base de regras consistente, que foi obtida após vários ajustes. A base de regras completa é descrita em forma de matriz, como mostra a Tabela (4.4).

A formação da base de regras, seja ela para o resfriamento ou para o aquecimento, se inicia com a condição básica que se o erro entre a temperatura de referência e a temperatura atual for zero, então se deve enviar um sinal nulo para os atuadores. Para o aquecimento isto corresponde à condição (IF Erro=ZE AND Verro=ZE THEN ZE), na Tabela (4.4).

Vale salientar que a base de regras linguísticas para o aquecimento só pode ser utilizada quando o Erro de temperatura for maior ou igual a zero, ou seja, a temperatura de referência for maior em que a temperatura que a mola se encontra. Para o caso do resfriamento, a situação é oposta, ou seja, o atuador que promove a queda de temperatura é acionado quando o Erro é menor ou igual a zero.

Tabela 4.4 - Base de regras linguísticas para o aquecimento.

		Erro de temperatura						
		NG	NM	NP	ZE	PP	PM	PG
Variação do erro de temperatura	NG	PMG	PMG	PMG	PG	PM	PP	ZE
	NM	PMG	PMG	PG	PM	PP	ZE	NP
	NP	PMG	PG	PM	PP	ZE	NP	NM
	ZE	PG	PM	PP	ZE	NP	NM	NG
	PP	PM	PP	ZE	NP	NM	NG	NMG
	PM	ZE	ZE	NP	NM	NG	NMG	NMG
	PG	ZE	NP	NM	NG	NMG	NMG	NMG

Por fim, na fase de defuzzificação, todo valor da variável de saída, será transformado em um sinal de largura de pulso (PWM), o qual será responsável pelo acionamento dos ventiladores para resfriamento ou da corrente elétrica que irá aquecer as molas, de acordo com as regras *fuzzy* estabelecidas na fase de inferência.

Uma forma de visualizar a gama de valores de tensão é através do mapa de regras. O mapa de regras faz uma associação dos valores de entrada do controlador com a respectiva saída, ou variável de controle, baseada nas regras implementadas no controlador. Este conjunto de entradas e saída pode ser representada de acordo com uma superfície tridimensional, observada na Fig. (4.20). O eixo vertical é a variável de controle enquanto que em cada eixo horizontal estão as entradas do controlador, ou seja, erro e a variação do erro.

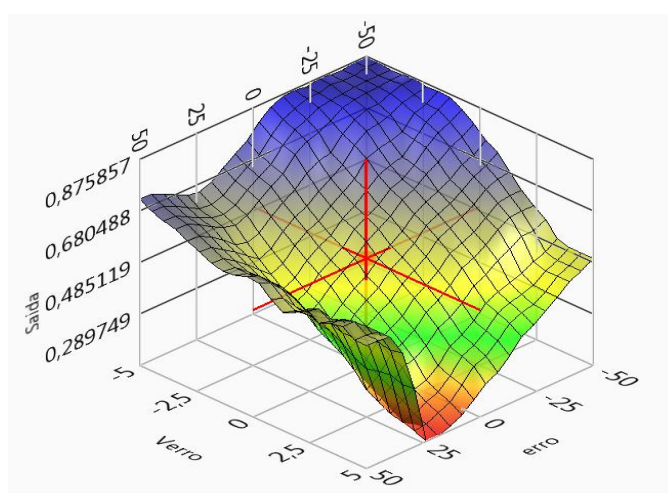


Figura 4.20 – Superfície para a variável de controle.
(Fonte: autoria própria)

CAPÍTULO V

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com a finalidade de avaliar o comportamento do sistema rotativo em estudo, realizaram-se diversos testes comparativos entre o sistema sem o controle e com a aplicação do controle *fuzzy* sugerido no Capítulo IV.

Preliminarmente, realizou-se a caracterização de alguns parâmetros importantes do sistema, considerando 2 (duas) situações distintas: mancal flexível com as molas na fase martensítica (30°C) e mancal flexível com as molas na fase austenítica (70°C).

A Figura 5.1 apresenta a resposta em frequência obtida para as situações de mancal flexível a 30°C e a 70°C.

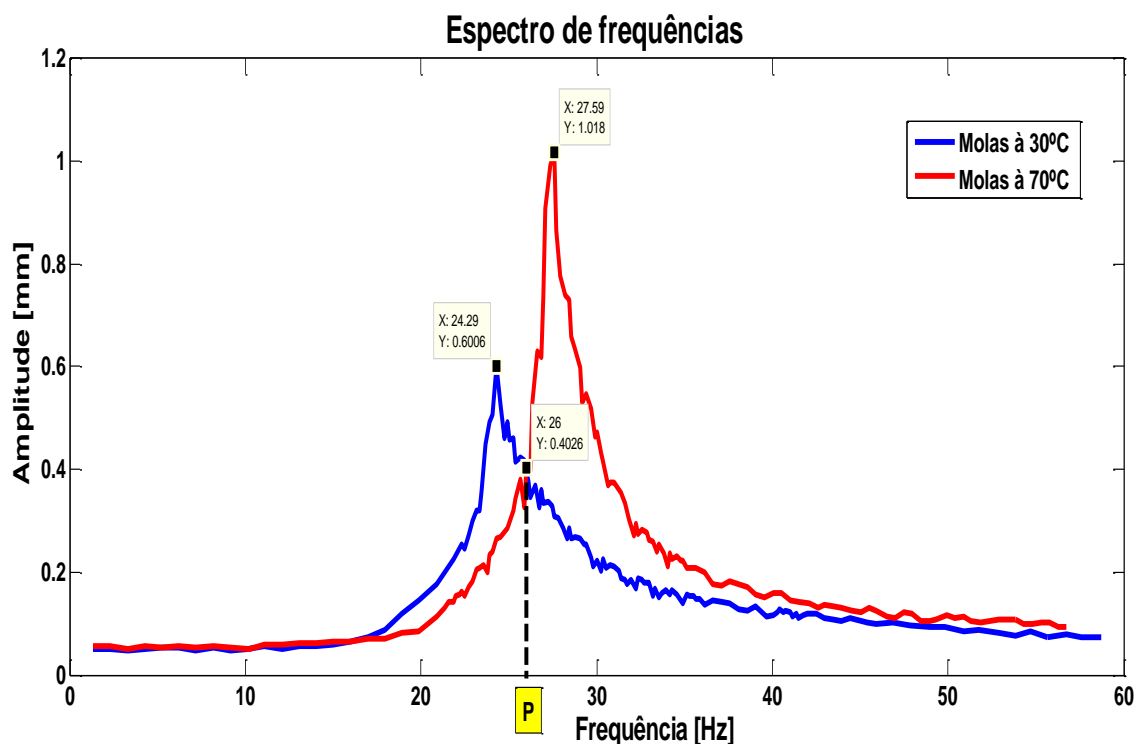


Figura 5.1 - Resposta em frequência (molas à 30°C e à 70°C).
(Fonte: autoria própria)

Para a obtenção das curvas, foram adquiridas via programa em LabVIEW, as frequências e respectivas amplitudes ponto a ponto, em estado permanente (mantendo-se durante 5s em cada frequência), com variações de 1,0 Hz entre 1,5 e 20,5 Hz e entre 35 e 58 Hz. No intervalo compreendido entre 20,5 e 35,0 Hz, foram coletados dados a cada 0,3 Hz, com o intuito de se obter uma maior precisão, próximo aos picos de amplitudes das fases martensítica e austenítica.

Um parâmetro importante para o controle está relacionado ao cruzamento entre as curvas (Ponto P - ver Figura 4.11), o qual define o momento de acionamento do resfriamento das molas quando a rampa estiver em aceleração (Figura 4.13), ou o momento de aquecimento das mesmas quando a rampa estiver em desaceleração (Figura 4.14).

A Tabela 5.1 apresenta um resumo das principais frequências e respectivos valores de pico obtidos para as situações de mancal flexível a 30°C e a 70°C, bem como o correspondente ao ponto P, conforme Figura 5.1.

Tabela 5.1 – Frequências e amplitudes obtidas.

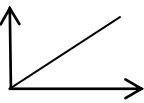
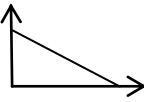
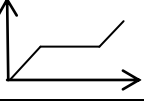
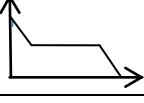
Situação	Frequência (Hz)	Amplitude (mm)
Molas 30°C	24,29	0,6006
Ponto P	26,00	0,4026
Molas 70°C	27,59	1,0180

5.1 RESULTADOS SEM A AÇÃO DO CONTROLE

Para uma caracterização do sistema sem controle, realizou-se um levantamento das curvas no tempo e na frequência referentes às molas totalmente frias (30°C), como também totalmente quentes (70°C), considerando a faixa de frequência de excitação entre 0 e 60 Hz, em 4 situações distintas, conforme as rampas utilizadas (Tabela 5.2).

Observa-se que as situações 3 e 4 representam rampas de aceleração e desaceleração, respectivamente, com patamares constantes de velocidade, numa faixa de frequência de excitação. O objetivo nestes casos foi comparar sinais similares em termos de comportamento ao longo do tempo, com e sem controle, bem como mostrar o efeito total da variação de temperatura sobre as molas, a fim de atuar completamente na mudança das fases martensítica e austenítica, conforme justificado anteriormente.

Tabela 5.2 – Situações para caracterização do sistema sem controle.

<i>Situação</i>	<i>Tipo de rampa</i>	<i>Natureza</i>
1		Rampa de aceleração
2		Rampa de desaceleração
3		Rampa de aceleração com patamar de velocidade constante
4		Rampa de desaceleração com patamar de velocidade constante

A seguir serão apresentados e discutidos os resultados obtidos, em cada uma das situações expostas, conforme Tabela 5.2.

Situação 1 (Rampa de aceleração constante):

A Figura 5.2 mostra o resultado obtido no tempo e a Figura 5.3 a resposta em frequência, ambas para a situação de uma rampa de aceleração constante, considerando um tempo de subida de 120s.

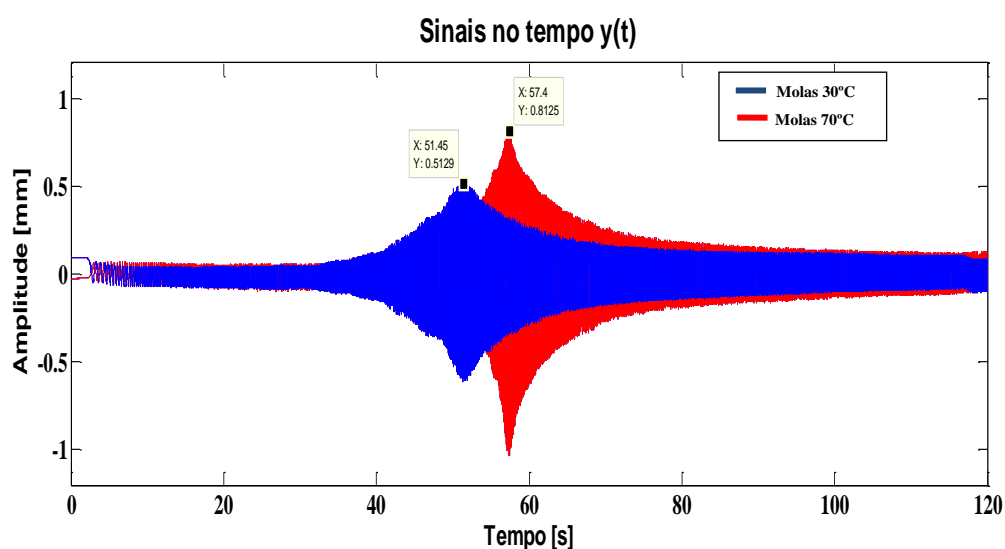


Figura 5.2 – Resposta no tempo com rampa de aceleração constante.
(Fonte: autoria própria)

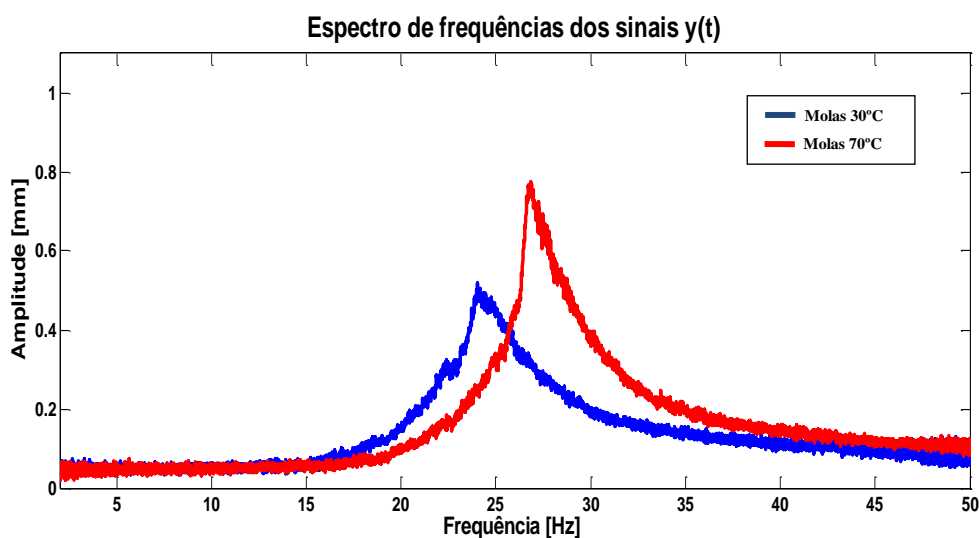


Figura 5.3 – Resposta em frequência com rampa de aceleração constante.
(Fonte: autoria própria)

Situação 2 (Rampa de desaceleração constante):

A Figura 5.4 mostra o resultado obtido no tempo e Figura 5.5 a resposta em frequência para a situação de uma rampa de desaceleração constante (de 60 Hz a 0 Hz), considerando um tempo de descida de 120s.

Ao comparar as frequências obtidas nos casos de rampas das situações 1 (aceleração constante) e 2 (desaceleração constante), verifica-se que os pontos de cruzamento entre as FFT's são praticamente iguais, próximos à 26 Hz, coincidentes com o da Figura 5.1 (ponto P).

Isto é de suma importância, pois todo o desenvolvimento do controle baseia-se em se manter uma velocidade constante (a partir de tal ponto até a completa mudança da temperatura das molas), seja resfriando (rampa de subida) ou aquecendo (rampa de descida), obtendo-se com isso, reduções significativas nas amplitudes do sinal em relação à aceleração/desaceleração sem a aplicação do controle.

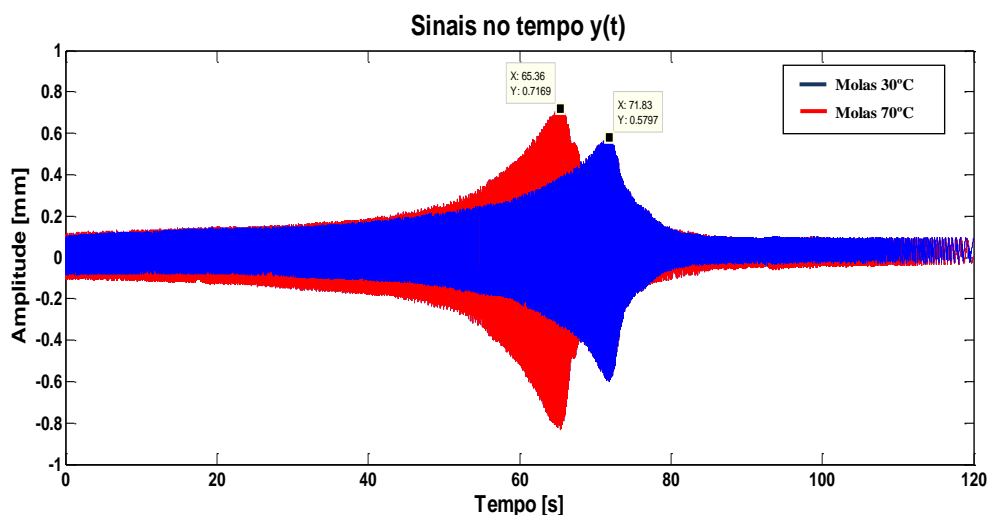


Figura 5.4 – Resposta no tempo com rampa de desaceleração constante
(Fonte: autoria própria)

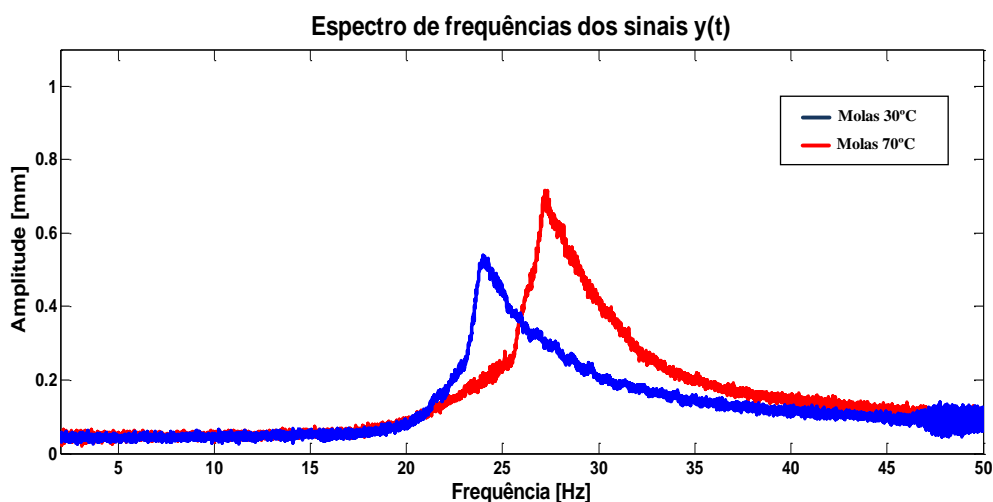


Figura 5.5 – Resposta em frequência com rampa de desaceleração constante
(Fonte: autoria própria)

Situação 3 (Rampa de aceleração com patamar de velocidade constante):

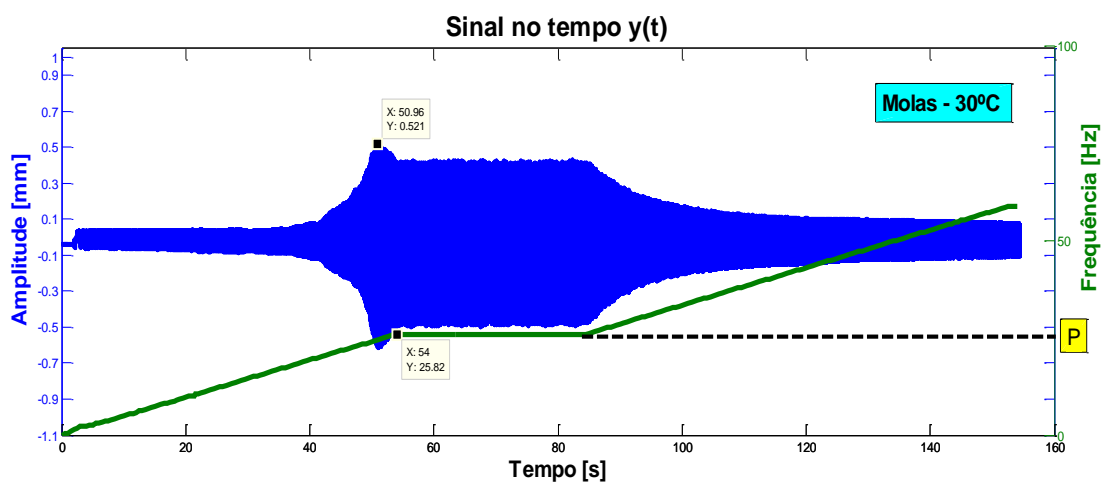
Neste caso, tem-se uma rampa de subida até a frequência no ponto P (bem caracterizado nas situações 1 e 2 – 25,82 Hz), em seguida um patamar de velocidade constante do motor, para então ser novamente acelerado até atingir 60 Hz.

Como a situação em análise é sem controle, não haverá alteração da temperatura ao longo do tempo.

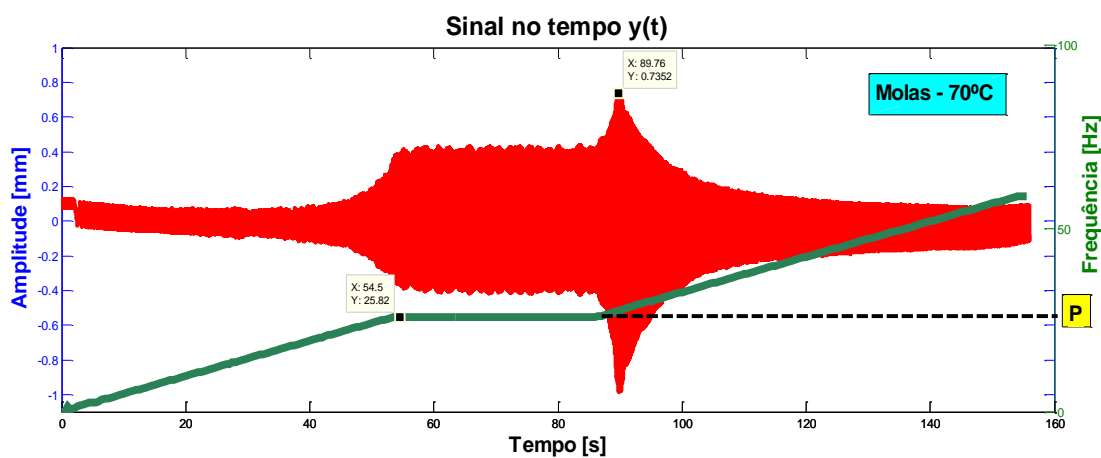
O tempo de permanência na velocidade constante foi o equivalente ao tempo necessário para as molas se aquecerem (ver Figura 4.13), ou seja, em torno de 25 s.

Assim, quando da apresentação dos resultados com controle, será possível comparar com situações sem o uso do controle, mas mantendo-se o mesmo comportamento de rampa de subida.

As Figuras 5.6a e 5.6b mostram os resultados obtidos no tempo para as duas situações em análise (molas LMF a 30°C e 70°C).



(a) Molas LMF a 30°C



(b) Molas LMF a 70°C

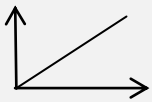
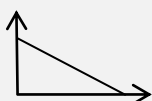
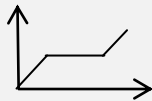
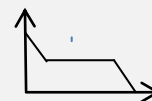
Figura 5.6 – Respostas no tempo com rampa de aceleração-patamar-aceleração.
(Fonte: autoria própria)

Situação 4 (Rampa de desaceleração com patamar de velocidade constante):

Similar à situação 3, adotando-se os mesmos procedimentos, porém com rampas de desaceleração e patamar de velocidade constante entre o ponto P e o fim de aquecimento das molas, tomando-se como base as frequências críticas de 24 e 27 Hz, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 5.3 (situação 4).

Em resumo, os valores obtidos a partir das respostas em frequência, para as 4 situações, foram as constantes na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Frequências e amplitudes de pico no tempo sem o uso do controle.

<i>Situação</i>	<i>Tipo de rampa</i>	30°C		70°C	
		Frequência (Hz)	Amplitude (mm)	Frequência (Hz)	Amplitude (mm)
1		24,03	0,5129	26,85	0,8125
2		23,99	0,5797	27,32	0,7169
3		24,03	0,5210	27,02	0,7352
4		24,06	0,4481	27,02	0,9484

Deve-se reforçar que tais rampas com patamares de velocidade constante foram propositadamente incorporadas na presente pesquisa, para garantir o tempo necessário para que ocorra o resfriamento e/ou aquecimento das molas LMF de forma eficaz, para fins de controle e consequente mudança da rigidez do mancal flexível.

5.2 RESULTADOS COM A AÇÃO DO CONTROLE

Para fins de comparação entre os valores obtidos sem controle (Tabela 5.3) e os valores após a aplicação da estratégia de controle proposta, utilizou-se um controle de temperatura sobre as molas LMF, ao longo de rampa de aceleração e desaceleração, conforme as situações 3 e 4 da Tabela 5.2.

No caso da rampa de subida (situação 3), obteve-se o resultado apresentado na Figura 5.7.

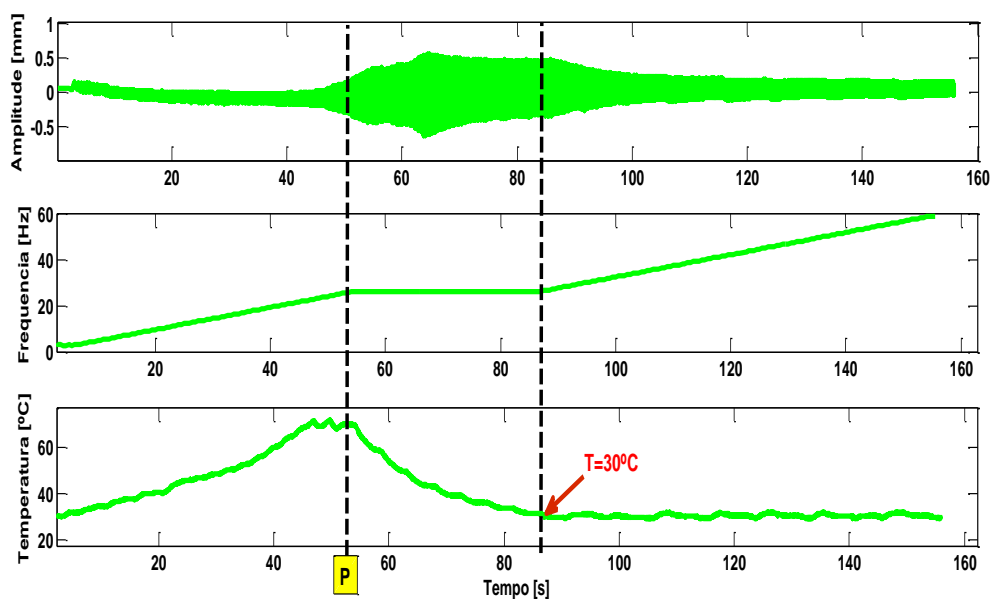


Figura 5.7 – Resposta do controle com rampa de aceleração e patamar constante.
(Fonte: autoria própria)

Com a finalidade de comprovar a redução obtida no tempo quando da passagem pelas frequências críticas, nas fases totalmente martensítica e totalmente austenítica das molas LMF, realizou-se uma avaliação considerando a situação 3 (rampa de aceleração com patamar de velocidade constante), comparando-se os valores de RMS e de pico, tomando como base os seguintes itens:

- 1) Utilização de faixa de tempo correspondente ao intervalo entre 20 e 26 Hz (antes do patamar), sem e com a ação do controle, onde encontra-se o valor da frequência crítica (24 Hz) com molas LMF na fase totalmente martensítica;
- 2) Utilização de faixa de frequência correspondente ao intervalo entre 26 e 30 Hz, sem e com a ação do controle, onde encontra-se o valor da frequência crítica (27 Hz) com molas LMF na fase totalmente austenítica.

Para o item 1, a comparação ocorreu considerando a faixa entre os tempos $t_1=46s$ e $t_2=54s$, cujo resultado gráfico é mostrado na Figura 5.8.

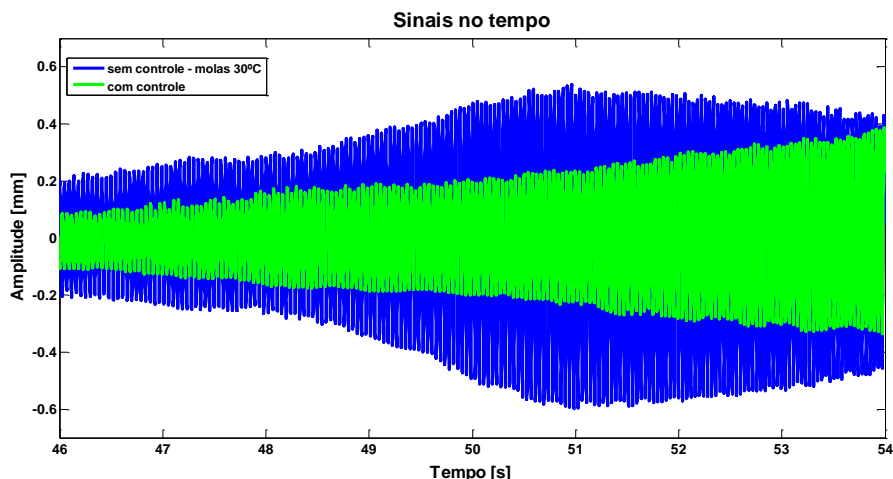


Figura 5.8 – Comparação dos sinais no tempo sem e com o controle – faixa de 22 a 26 Hz.
(Fonte: autoria própria)

Com relação ao item 2, a comparação ocorreu considerando a faixa entre os pontos tempos $t_3=87s$ e $t_4=95s$, cujo resultado gráfico é mostrado na Figura 5.9.

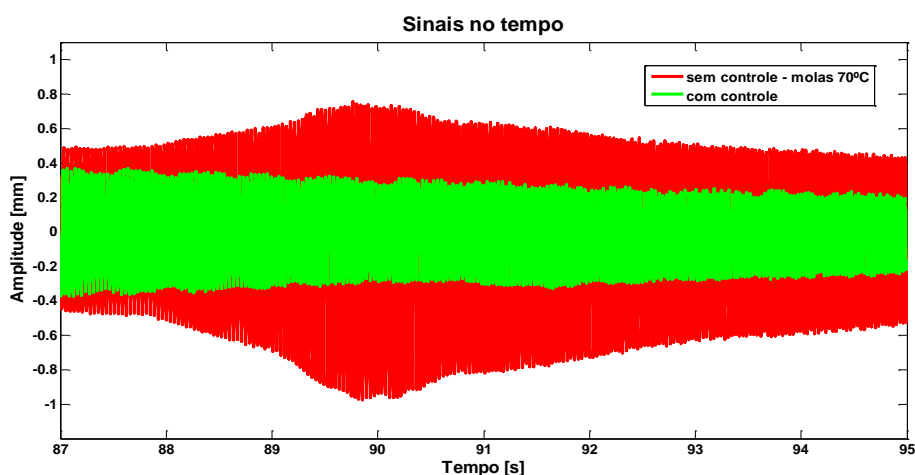


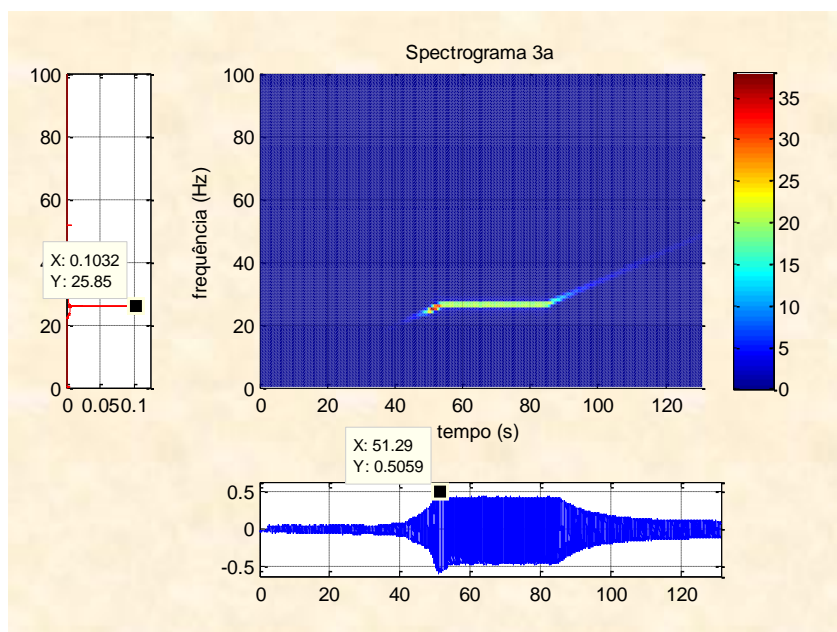
Figura 5.9 – Comparação dos sinais no tempo sem e com o controle – faixa de 26 a 30 Hz.
(Fonte: autoria própria)

A Tabela 5.4 apresenta um resumo dos resultados obtidos para os dois casos de sinais no tempo, tanto em valores de RMS como de pico, com as devidas reduções percentuais obtidas.

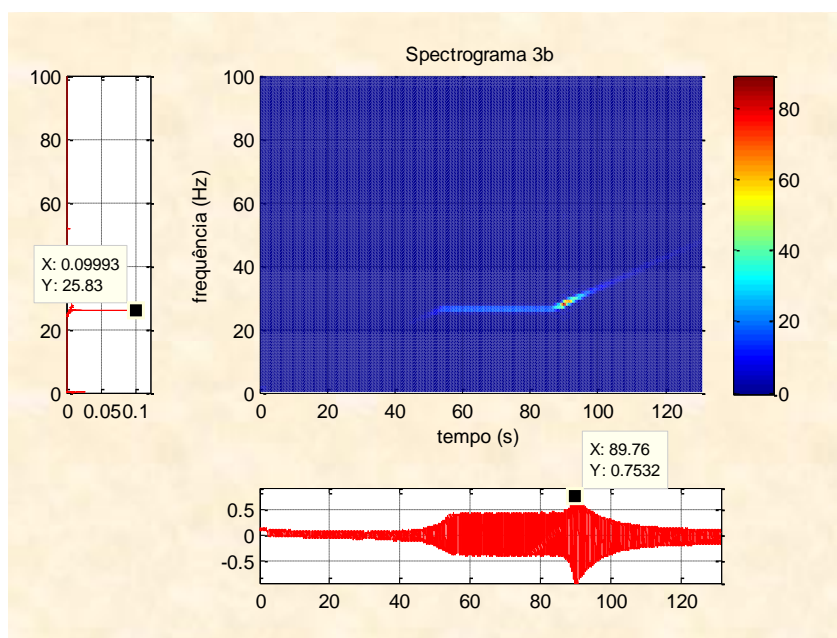
Tabela 5.4 – Valores de RMS e de pico no tempo, sem e com o controle.

	Sem controle (mm)		Com controle (mm)		Reduções (%)	
	RMS	Pico	RMS	Pico	RMS	Pico
Caso 1 (22 a 26 Hz)	0,2706	0,5985	0,1170	0,2503	56,76	58,18
Caso 2 (26 a 30 Hz)	0,4457	0,9734	0,2046	0,3745	54,09	61,52

Para fins de melhor visualizar o comportamento da distribuição conjunta tempo-frequência para as situações de rampas de aceleração com patamar de velocidade constante, apresentam-se a seguir os espectrogramas dos sinais sem controle (Figuras 5.10a e 5.10b) e com controle (Figura 5.11).



(a) Rampa de aceleração com molas à 30°C.



(b) Rampa de aceleração com molas à 70°C.

Figura 5.10 – Espectrogramas dos sinais – rampa de subida (sem controle).
(Fonte: autoria própria)

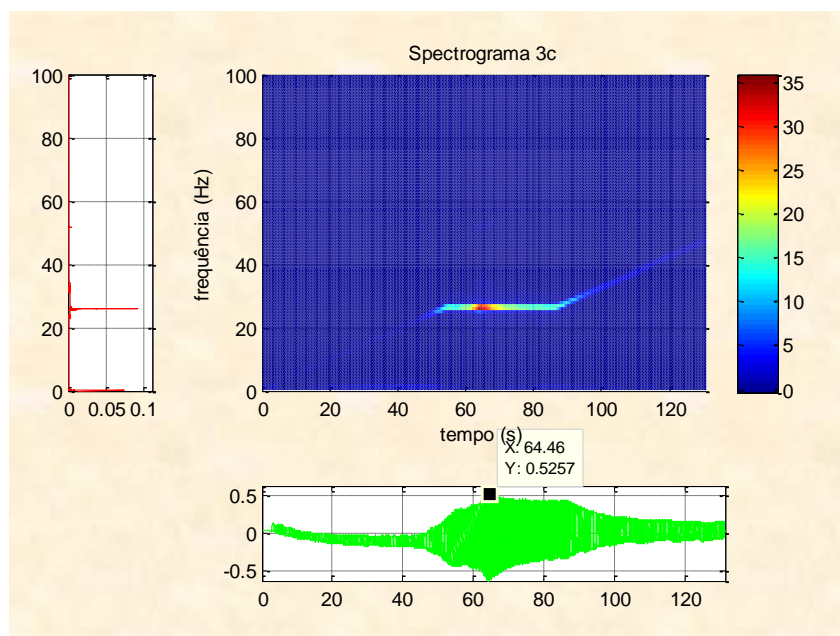


Figura 5.11 – Espectrograma do sinal – rampa de subida (com controle).
(Fonte: autoria própria)

Portanto, a partir da análise dos espectrogramas durante a rampa de aceleração (especialmente nas Figuras 5.10b e 5.11), pode-se dizer que o controle atingiu o objetivo esperado, ou seja, manteve-se o sistema numa amplitude máxima próxima a do ponto P (correspondente a amplitude de pico da ordem de 0,5 mm).

Para o caso da rampa de desaceleração com o uso do controle, foram obtidos os resultados abaixo, conforme a Figura 5.12 e respectivo espectrograma (Figura 5.13).

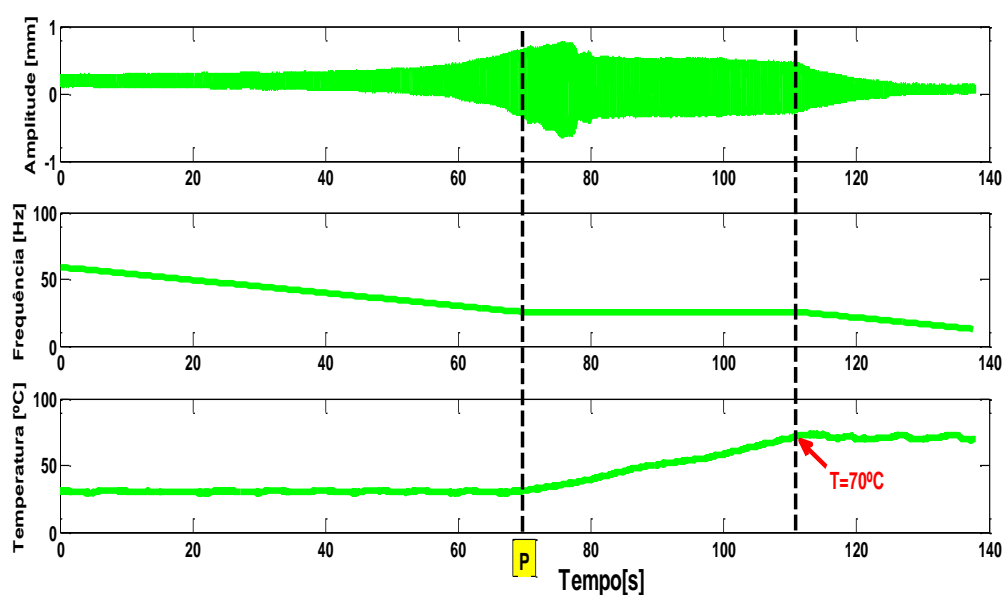


Figura 5.12 – Resposta do controle com rampa de desaceleração e patamar constante.
(Fonte: autoria própria)

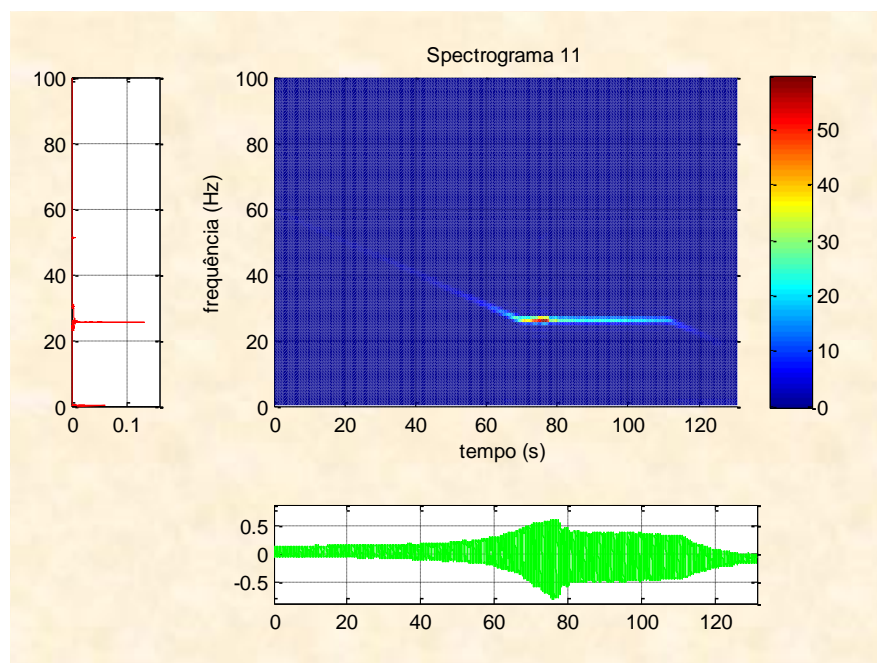


Figura 5.13 – Espectrograma do sinal com controle – rampa de desaceleração.

Para fins de avaliação, durante a desaceleração do sistema com patamar de velocidade constante, e para comprovar a redução obtida quando da passagem pelas frequências críticas, nas fases totalmente martensítica e totalmente austenítica das molas LMF, são apresentados os resultados dos valores de RMS e de pico no tempo, conforme a Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Valores de RMS e de pico, sem e com o controle (rampa de desaceleração).

	Sem controle (mm)		Com controle (mm)		Reduções (%)	
	RMS	Pico	RMS	Pico	RMS	Pico
Caso 1 (22 a 26 Hz)	0.4257	0.8529	0.2584	0.4912	39,30	42,40
Caso 2 (26 a 30 Hz)	0.4343	0.7797	0.1853	0.3777	57,33	51,56

Analisando os resultados da Tabela 5.5, pode-se observar, de forma semelhante ao caso anterior (rampa de aceleração), que o controle foi eficaz, atingindo o objetivo esperado durante a rampa de desaceleração, ou seja, também manteve-se o sistema numa amplitude máxima próxima ao do ponto P (valores abaixo de 0,49 mm), na passagem pelas fases martensítica (24,06 Hz) e austenítica (27,02 Hz), cujas reduções percentuais foram da ordem de até 51,5%.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 CONCLUSÕES

A presente pesquisa teve como principal objetivo o desenvolvimento de uma concepção de sistema eixo-rotor com mancal ativo (com a incorporação de molas LMF), vislumbrando o seu controle na passagem por velocidades críticas, adotando-se a variação da temperatura através de uma rotina baseada na lógica *fuzzy*, cujos resultados teóricos e experimentais mostraram a sua funcionalidade, com valores de redução das amplitudes bastante significativas, quando da passagem pela primeira frequência natural. Os principais resultados obtidos são destacados a seguir:

a) Os resultados durante o desenvolvimento teórico e simulado foram importantes para a caracterização de todos os elementos que compuseram a bancada experimental, tendo sido posteriormente comprovado, a partir da comparação dos resultados simulados e experimentais, que os valores foram efetivamente próximos entre si;

b) A estratégia adotada de controle, tendo como base a utilização da propriedade de rigidez variável da mola LMF, para assim conseguir as mudanças na rigidez do sistema, quando da aproximação da frequência de excitação com a frequência natural, atingiu o objetivo esperado, visto que as respostas obtidas experimentalmente acompanharam o que tinha sido verificado na fase de concepção do sistema de controle, podendo ser visualizado principalmente nas curvas de resposta em frequência e no tempo;

c) O controle da temperatura das molas, a partir do uso de um controlador *fuzzy*, também apresentou um bom desempenho, mantendo-se as temperaturas dentro do que se esperava, a partir da estratégia de controle estabelecida;

d) O uso de um patamar de velocidade constante do eixo, numa frequência característica correspondente ao ponto de cruzamento (P) entre as curvas de resposta em frequência a 30°C e a 70°C, foi fundamental para que se mostrasse o efeito desejado da mudanças de rigidez;

e) A taxa de aquecimento e de resfriamento das molas foi considerada baixa para a situação, em torno de $1,3\text{ }^{\circ}\text{C/s}$, tendo sido responsável pela adoção de uma rampa de velocidade constante, com um tempo considerável (em torno de 30s), o que justifica a sugestão de melhoria e otimização no sistema de aquecimento e resfriamento das molas.

f) Como principal resultado da pesquisa, comprovou-se que a utilização de molas LMF inseridas num mancal flexível utilizando um sistema de controle foi bastante eficaz, tendo sido observadas reduções que chegaram até 61,52% nas amplitudes de pico e de 57,33% em termos de RMS do sinal, durante a passagem pelas regiões de ressonância.

6.2 SUGESTÕES

a) O uso de atuadores LMF aplicados em um dos mancais mostrou-se eficaz para a redução de amplitudes, sendo interessante uma continuidade nesta linha de pesquisa, em termos de se realizar novas concepções de mancais utilizando elementos LMF tipo anéis, esponjas, etc;

b) Como a eficiência da resposta de atuadores de LMF está diretamente relacionada à quantidade de calor que os mesmos recebem ou dissipam, sugere-se que sejam realizados estudos na busca da melhoria dos sistemas de aquecimento e resfriamento, a fim de se reduzir tempos de resposta, quando da mudança da temperatura das molas;

c) Outra linha de pesquisa que poderia ser explorada seria quanto ao tipo de controlador a ser utilizado no controle de temperatura, buscando avaliar os resultados a partir da aplicação de outros tipos diferentes do *fuzzy*, a fim de se otimizar a resposta do controlador para a situação apresentada neste trabalho;

d) Pode-se estudar a influência da massa do mancal flexível sobre a resposta obtida, verificando-se melhor o comportamento do sistema atuando como absorvedor dinâmico;

e) Um estudo sobre o fator amortecimento na composição da redução da vibração, quando se adotam atuadores de LMF em mancais, merece também um destaque para futuras pesquisas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AQUINO, A. S. **Controle de vibração de um sistema sob desbalanceamento rotativo utilizando atuador de liga com memória de forma.** UFPB, João Pessoa. Tese de Doutorado, 134p. 2011.
- AQUINO, A. S.; SILVA, A. A.; RIUL, J. A. **Control of mechanical vibrations using helical springs of shape memory alloys.** In: 21th COBEM, Natal. RN, 2011.
- BEZERRA, S. T. M., **Sistema fuzzy para controle piezométrico de sistemas de distribuição de água visando à economia de água e energia.** UFPB, João Pessoa. Tese de Doutorado. 2009.
- BRENNAN, M. J.; ELLIOTT, S. J; PINNINGTON, R. J. **Active control of vibrations transmitted through struts.** International Conference on Motion and Vibration Control, Yokohama, Japan. 1992.
- BILOBROVEC, M. **Sistema especialista em lógica fuzzy para o controle, gerenciamento e manutenção da qualidade em processo de aeração de grãos.** UTFPR, Ponta Grossa. Dissertação de Mestrado, 74p. 2005.
- CABRAL, R. B. **Adaptação computacional de sistemas de inferência difusos: um caso aplicado.** UFSC, Florianópolis. Dissertação de Mestrado, 1994.
- CAMPOS, M. M.; SAITO, K. **Sistemas inteligentes em controle e automação de processos.** Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna, 235p, 2004.
- CHOI, S. B.; HWANG, J. H. **Structural vibration control using shape memory actuators,** Journal of Sound and Vibration, v. 231, p1168–74, 2000.
- COELHO, A. A. R; COELHO, L. S. **Identificação de sistemas dinâmicos lineares.** Florianópolis: Ed. UFSC. 181p, 2004.
- DIAS, F. L. G.; JÚNIOR, S. S. C. **Concepção, análise numérica e otimização de um absorvedor de vibrações adaptativo.** In: CONEM, Salvador. BA, 2008.
- DIENG, L.; HELBERT, G.; CHIRANI, S. A.; LECOMPTE, T.; PILVIN, P. **Use of shape memory alloys damper device to mitigate vibration amplitudes of bridge cables.** Engineering Structures. Vol 56, pp. 1547–1556, 2013.
- ENEMARK S.; SANTOS I. F.; SAVI M. A. **Shape memory alloys applied to improve rotor-bearing system dynamics –an experimental investigation.** In: DINAME, Natal. RN, 2015.
- HARRIS, C. M. **Shock and vibration handbook.** 4ª ed. McGraw-Hill. 1997.

- HE, Y.; SATOKO, O.; CHU, F. L.; LI, H. X. **Vibration control of a rotor-bearing system using shape memory alloy: I – theory**, Smart Materials and Structures, Vol. 16, pp. 114-121. 2007a.
- HE, Y.; SATOKO, O.; CHU, F. L.; LI, H. X. **Vibration control of a rotor-bearing system using shape memory alloy: II – experimental study**, Smart Materials and Structures, Vol. 16, pp. 122-127. 2007b.
- HEINONEN, J.; VESSONEN, I.; KLINGE, P.; JÄRVINEN, E. **Controlling stiffness of a frame spring by changing the boundary condition with an SMA actuator**. Computers and Structures, Vol. 86. pp 398–406, 2008.
- HOLANDA, S. A.; SILVA, A. A.; ARAÚJO, C. J.; AQUINO, A. S. **Study of the Complex Stiffness of a Vibratory Mechanical System With Shape Memory Alloy Coil Spring Actuator**. Shock and Vibration, v. 2014, p. 1-11, 2014.
- HOLDHUSEN, M. H.; CUNEFARE, K. A. **Experimental vibration control of a single-degree of freedom system using a state-switched absorber**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 19; pp 1435-1443. 2008.
- IKUTA, K.; HIROSE, S.; TSUKAMOTO, M. **Mathematical Model and Experimental Verification of Shape Memory Alloy for Designing Microactuator**, IEEE MicroElectroMechanical Systems Conference, pp. 103-108. 1991.
- INMAN, Daniel J. **Engineering vibration**. 2 ed. New Jersey, Prentice-Hall. 560p. 2001.
- KECIK, K. **Dynamics and control of an active pendulum system**. International Journal of Non-Linear Mechanics, v. 70, p. 63-72, 2015.
- KHAJEPOUR, A.; DEHESTANI, H.; GOLNARAGHI, F. **A new shape memory alloy rotary actuator: design and modelling**. International Symposium on Impact and Friction of Solids, Structures and Machines, 1998.
- LAGOUDAS, D. C. **Shape memory alloy: modeling and engineering applications**. N. York, Springer Science Business Media. 435p. 2008.
- LALANNE, M.; FERRARIS, G. **Rotordynamics prediction in engineering**. N. York, John Wiley and Sons. 198p. 1990.
- LIANG, C.; ROGERS, C. A. **One-dimensional thermomechanical constitutive relations for shape memory materials**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, n. 1, pp. 207-234. 1990.
- LIANG, C.; ROGERS, C. A. **Design of shape memory alloy springs with applications in vibration control**. Journal of Intelligent Materials Systems and Structures, v.8, p 314-322, 1997.

- MA, Y.; ZHANG, Q.; ZHANG, D.; SCARPA, F. S.; LIU, B.; HONG, J. **Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal rubber supports.** Journal of Sound and Vibration, v. 351, p 1-16, 2015.
- MAJEWSKA, K. M.; AK, A. J. Z.; OSTACHOWICZ, W. M. **Vibration control of a rotor by magnetic shape memory actuators - an experimental work.** Smart Materials and Structures, Vol. 18, pp. 1-8. 2010.
- MATTOS, M. C. **Sistema Difuso de Controle da Assistência Respiratória em Neonatos – SARE.** UFSC, Florianópolis. Dissertação de Mestrado. UFSC. 2001.
- MAVROIDIS, C. **A Study on the Thermomechanical Properties of Shape Memory Alloys.** Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 18, pp 11-18. 2007.
- MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas.** 1 ed. São Paulo: Editora Érica. 1990.
- MOALLEM, M. **Deflection control of a flexible beam using shape memory alloy actuators.** Smart Materials and Structure. Vol. 12, pp. 1023-1027, 2003.
- OGATA, K. **Engenharia de controle moderno.** 2ed. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil. 781p. 1993.
- OTSUKA, K; WAYMAN, C. M. **Shape Memory Materials.** Cambridge University Press, 1ª. Edição, New York. 1998.
- PAULA A. S; SAVI M. A. **Análise de um absorvedor de vibrações não-lineares utilizando elementos com memória de forma.** In: CONEM, Salvador. Bahia, 2008.
- PEREIRA, J. C. **Introdução à dinâmica de rotores.** Apostila. Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.
- PIEDBOEUF, M. C.; GAUVIN, R. **Damping behaviour of shape memory alloys: strain amplitude, frequency and temperature effects.** Journal of Sound and Vibration, Vol. 214, No. 3, pp. 885-901. 1998.
- RAO, J. S. **Vibrações Mecânicas.** 4ª ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 424p. 2009.
- REIS, R. P. B.; SOUTO, C. R.; ARAÚJO, C. J.; SILVA, A. A.; SILVA, E. P. **Vibration attenuation in an epoxy smart composite beam with embedded NiTi shape memory wires.** Materials Science Forum. Vol. 643, pp 7-13, 2010.
- ROMANO, R. **Desenvolvimento de um atuador de posição baseado em liga de memória de forma com resfriamento forçado.** USP, São Paulo, Dissertação de Mestrado. 127p. 2006.
- RUSTIGHI, E.; BRENNAN, M. J.; MACE, B. R. **Design of an adaptive vibration absorber using memory shape alloys.** University of Southampton – Institute of Sound and Vibration Research, technical memorandum nº 920, 2003.

- SAADAT, S.; SALICHS, J.; NOORI, M.; HOU, Z.; DAVOODI, H.; SUZUKI, Y.; MASUDA, A. **An overview of vibration and seismic applications of NiTi shape memory alloy**. Smart Materials and Structures. Vol 11, pp 218–229, 2002.
- SANTIAGO, D. F. A. **Diagnóstico de falhas em máquinas rotativas utilizando transformada de wavelet e redes neurais artificiais**. UNICAMP, Campinas, Tese de Doutorado. 117p. 2004.
- SENKO, R.; SILVA, A. A.; BORGES, J. M. **Dynamic and control of a rotor system based on passage through critical speeds with incorporation of smart actuators in flexible bearing device**. Ribeirão Preto: 22nd International Congress of Mechanical Engineering, 2013.
- SENKO, R. **Implementação de sistema especialista para o monitoramento e diagnóstico de desbalanceamento em sistema mecânico rotativo por análise de vibrações**. UFCG, Campina Grande, Dissertação de Mestrado. 92p. 2013.
- SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas 1**. Rio de Janeiro, LTC. 699p. 1984.
- SILVA, J. A. B. **Análise de sistemas de controle de vibração em máquinas rotativas utilizando atuadores formados por ligas com memória de forma**. UFPA, Belém, Dissertação de Mestrado. 151p. 2009.
- SILVA, J. A. B.; MESQUITA, A. L. A.; SILVA, E. P. **Controle de vibração de máquina rotativa utilizando luva com efeito memória de forma**. In: CONEM, Salvador. Bahia, 2008.
- SILVA, E. L. **Dinâmica de rotores: modelo matemático de mancais hidrodinâmicos**. Universidade Federal do Paraná, Dissertação de Mestrado, 110p. 2004.
- SILVA, N. J.; ARAÚJO, C. J.; GONZALEZ, C. H.; GRASSI, E. N. D.; OLIVEIRA, C. A. N. **Estudo comparativo das propriedades dinâmicas de uma liga NiTi com memória de forma e materiais estruturais clássicos**. Rio de Janeiro, Revista Matéria. v. 16, n 4. 2011.
- SRINIVASSAN, A. V.; MCFARLAND, D. M. **Smart structures – analysis and design**. Cambridge University Press, 2001.
- SUN, H. L.; ZHANG, P. Q.; Gong, X. L.; CHEN, H. B. **A novel kind of active resonator absorber and the simulation on its control effort**. Journal of Sound and Vibration, Vol. 214, pp. 117-125, 2006.
- TANAKA, K. **A thermomechanical sketch of shape memory effect: one-dimensional tensile behavior**. Materials Science Research International, v.18, pp. 251, 1985.
- TANAKA, K.; NAGAKI, S. **Thermomechanical description of materials with internal variables in the process of phase transformation**. Ingenieur - Archiv., v.51, pp. 287-299, 1982.

- TAO, T.; FRAMPTON, K. D. **Experiments on distributed active vibration control of a simply supported beam**. Smart Materials and Structures. Vol.15, pp 1858-1862, 2006.
- THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978.
- VALE, M. R. B. G. **Análise comparativa do desempenho de um controlador fuzzy acoplado a um PID neural sintonizado por um algoritmo genético com controladores inteligentes convencionais**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Dissertação de Mestrado, 80p. 2007.
- VANCE, J.M., **Rotordynamics of turbomachinery**. N.York, John Wiley & Sons, 1988.
- VARGAS, A. L. M. **Deposição e caracterização de revestimentos de Ni-Ti e Ni-Ti/Nb para aplicações biomédicas**. PUCRS, Porto Alegre, Dissertação de Mestrado, 94p. 2007.
- WAYMAN, M., HARRISON, J. **The origins of shape memory effect**. Journal of Minerals, Metals, and Materials, vol. 41, pp 26-28, 1989.
- WANG. L.; MELNIK, R. V. N. **Nonlinear dynamics of shape memory alloy oscillators in tuning structural vibration frequencies**. Mechatronics, v.22, pp 1085-1096, 2012.
- WILLIAMS, K; CHIU, G; BERNHARD, R. **Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys**. Journal of Sound and Vibration, Vol. 249, pp. 835-848, 2000.
- ZHU, Z, WANG, H, XU, J. **Application on Rotor Vibration Control of SMA Model Based on Multivariate Statistical Analysis**. World Congress on Computer Science and Information Engineering, 2009.

